

REDESAIN *GEARBOX ROTARY* PARKIR MENGUNAKAN *SOFTWARE* BERBASIS ELEMEN HINGGA

AANG FERianto
NRP. 2115 105 021

Dosen Pembimbing
ALIEF WIKARTA., ST, MSc.Eng, PhD

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2017



REDESAIN *GEARBOX ROTARY* PARKIR MENGUNAKAN *SOFTWARE* BERBASIS ELEMEN HINGGA

AANG FERianto
NRP. 2115 105 021

Dosen Pembimbing
ALIEF WIKARTA., ST, MSc.Eng, PhD

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2017



FINAL PROJECT - TM091585

REDESIGN ROTARY PARKING GEARBOX USING SOFTWARE BASED FINITE ELEMEN

AANG FERianto
NRP. 2115 105 021

Supervisor
ALIEF WIKARTA., ST, MSc.Eng, PhD

DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
Faculty Of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute Of Technology
Surabaya 2017

**REDESAIN *GEARBOX ROTARY* PARKIR
MENGUNAKAN *SOFTWARE*
BERBASIS ELEMEN HINGGA**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Program Studi S-I Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

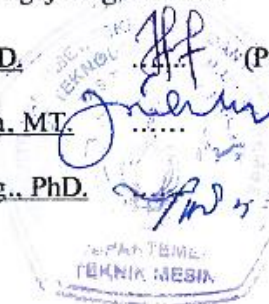
Oleh :

AANG FERianto

NRP. 2115 105 021

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Alief Wikarta, ST, MSc.Eng, PhD. (Pembimbing)
NIP. 198202102006041002
2. Ir. Julendra Bambang Ariatedja, MT. (Penguji I)
NIP. 196807061999031004
3. Achmad Syaifudin, ST., M.Eng., PhD. (Penguji II)
NIP. 197909262005011001



SURABAYA

JULI, 2017

“Halaman ini sengaja dikosongkan.”

REDESAIN GEARBOX ROTARY PARKIR MENGUNAKAN SOFTWARE BERBASIS ELEMEN HINGGA

Nama Mahasiswa : Aang Ferianto
NRP : 2115 105 021
Departemen : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Alief Wikarta, ST, MSc.Eng, PhD.

Abstrak

Rotary parkir adalah sebuah alat untuk memarkir mobil secara vertikal dengan sistem berputar. Keunggulan dari alat ini adalah dapat memarkir mobil banyak dalam area sempit. Salah satu bagian yang penting adalah sistem penggerak, yang berfungsi sebagai penggerak utama sistem agar palet bisa digerakkan. Tujuan dari penelitian ini untuk mendesain ulang gearbox sistem penggerak dari rotary parkir yang ada agar lebih optimal.

Metode yang digunakan dalam penelitian ini adalah metode elemen hingga dengan menggunakan software. Optimasi space gearbox dilakukan dengan mengganti external gear existing dengan internal gear. Perubahan jenis gear mengakibatkan tumpuan berubah sehingga harus dilakukan desain ulang. Optimasi tebal roda gigi dilakukan agar lebih ringan. Semua simulasi yang dilakukan adalah simulasi pembebanan statis.

Hasil yang didapat dari penelitian ini adalah desain yang optimal, yaitu desain yang memiliki berat total roda gigi terendah dan jumlah tumpuan paling sedikit namun masih memenuhi syarat untuk dikatakan aman. Desain optimal yang didapat mengalami pengurangan berat total roda gigi sebesar 29.79% dan pengurangan jumlah tumpuan sebesar 75% dibandingkan dengan desain awal.

Kata kunci : external gear, internal gear, gearbox, simulasi solidworks

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

REDESIGN ROTARY PARKING GEARBOX USING SOFTWARE BASED FINITE ELEMENT

Name : Aang Ferianto
NRP : 2115 105 021
Departmen : Mechanical Engineering-ITS
Supervisor : Alief Wikarta, ST, MSc.Eng, PhD.

Abstrak

Rotary parking is a machine for park the car vertically with a rotation system. The advantage of this machine is that it can park many cars in a narrow area. One of the important part is the drive system, which serves as the main driver of the system for the palette to move. The purpose of this research is to redesign the driving system gearbox from existing rotary parking to be more optimal.

The method used in this research is finite element method using software. Optimization of space gearbox is done by replacing external gear with internal gear. Changes in the type of gear cause the mounting to change so it must be redesigned. Gear thickness optimization is done to make it lighter. All simulations are static loading simulations.

The results obtained from this research are the optimal design, the design that has the lowest total gear weight and the number of mounting at least but still qualified to be said safe. The optimum design obtained decreased the total weight of the gear by 29.79% and the reduction of the mounting number by 75% compared to the initial design.

Kata kunci : external gear, internal gear, gearbox, solidworks simulation

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

KATA PENGANTAR

Segala Puji Syukur penulis panjatkan kepada Tuhan Yang Maha Esa atas segala berkat karunia yang telah dilimpahkan, sehingga penyusunan tugas akhir ini dapat terselesaikan dengan baik.

Penulis menyadari bahwa keberhasilan penyelesaian tugas akhir ini tidak lepas dari bantuan berbagai pihak baik langsung maupun tidak langsung. Untuk itu, pada kesempatan ini penulis ingin mengucapkan terima kasih kepada pihak-pihak yang telah membantu penyelesaian tugas akhir ini, antara lain:

1. Ibuk, Bapak, Mas Ade, yang selalu mendukung yang selalu mendukung dengan setia melalui doa dan materi sehingga penulis tidak menyerah dan mampu menjalani semua ini dengan baik dan lancar.
2. Bapak Alief Wikarta, ST, MSc.Eng, PhD. selaku dosen pembimbing yang telah senantiasa membantu dan membimbing di dalam proses pembuatan dan penyusunan tugas akhir ini.
3. Para dosen penguji yang telah bersedia untuk menguji dan menelaah tugas akhir ini, Bapak Ir. Julendra Bambang Ariatedja, MT. dan Bapak Achmad Syaifudin, ST., M.Eng., PhD.
4. Segenap teman-teman kontrakan yang tak henti-hentinya memberi semangat kepada penulis selama penyusunan tugas akhir ini, Rizal, Luhur, Fauzan, Havif, Sonny, Reza Becol, Mas Risky.
5. Teman seperjuangan di bawah bimbingan Bapak Alief Wikarta, Luhur dan Mas Dhimas.
6. Teman-teman lain satu angkatan Lintas Jalur 2015.
7. Semua pihak yang tidak dapat penulis sebutkan satu persatu.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL

LEMBAR PENGESAHAN

ABSTRAK	i
<i>ABSTRACT</i>	iii
KATA PENGANTAR	v
DAFTAR ISI	vii
DAFTAR GAMBAR.....	xi
DAFTAR TABEL	xv

BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	4
1.3 Tujuan Tugas Akhir.....	4
1.4 Batasan Masalah	5
1.5 Manfaat Tugas Akhir	5
1.6 Sistematika Penulisan Tugas Akhir	5

BAB II DASAR TEORI	7
2.1 <i>Rotary Parking</i>	7
2.2 Roda Gigi (<i>Gear</i>).....	8
2.2.1 Jenis Roda Gigi	8
2.2.2 Terminologi Roda Gigi	10
2.2.3 Analisa Beban Roda Gigi	12
2.3 Poros Tumpuan Roda Gigi	26
2.4 Metode Elemen Hingga (<i>Finite Element Methode</i>).....	28

2.5 Optimasi Struktur Desain (<i>Optimation Structural Design</i>)	29
2.6 Material.....	30
2.7 Studi Pustaka	31
2.7.1 <i>Design and Analysis of Rotary Parking System</i>	31
2.7.2 <i>Modeling and Analysis Gear Box</i>	33
BAB III METODOLOGI PENELITIAN	37
3.1 <i>Flowchart</i> Penelitian.....	37
3.1.1 Studi Literatur dan Data Penelitian	38
3.1.2 Perancangan.....	42
3.1.3 Simulasi	46
3.1.4 Analisa Hasil Simulasi dan Kesimpulan	52
3.2 Evaluasi Hasil Modifikasi dan Kesimpulan.....	53
BAB IV HASIL DAN ANALISA	55
4.1 Kondisi Awal	55
4.2 Desain Alternatif 1	57
4.2.1 Validasi	57
4.2.2 Optimasi	60
4.2.3 Hasil Optimasi	62
4.3 Desain Alternatif 2	62
4.3.1 Validasi	63
4.3.2 Optimasi	65
4.3.3 Hasil Optimasi	66
4.4 Poros Tumpuan	67
4.4.1 Poros Tumpuan 1	67
4.4.2 Poros Tumpuan 2.....	70

4.5 <i>Bearing dan Support</i>	73
4.5.1 <i>Bearing</i>	73
4.5.2 <i>Support</i>	75
4.6 Perbandingan Desain Awal, Alternatif 1 dan Alternatif 2.....	77
BAB V KESIMPULAN	79
5.1 Kesimpulan	79
5.2 Saran	80
 DAFTAR PUSTAKA	 xvii
LAMPIRAN A	xix
LAMPIRAN B	xxvii
BIODATA PENULIS	

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1	<i>Rotary Automated Car Parking</i>	3
Gambar 1.2	Sistem Penggerak	4
Gambar 2.1	<i>Rotary Automated Car Parking System</i>	8
Gambar 2.2	Roda Gigi Lurus (<i>Spur Gear</i>).....	8
Gambar 2.3	Roda Gigi Kerucut (<i>Bevel Gear</i>).....	8
Gambar 2.4	<i>External Gearing</i>	9
Gambar 2.5	<i>Internal Gearing</i>	9
Gambar 2.6	Terminologi <i>Spur Gear</i>	10
Gambar 2.7	Terminologi <i>Bevel Gear</i>	11
Gambar 2.8	<i>Free-body diagram gigi</i>	11
Gambar 2.9	Nilai K_s untuk <i>Bevel Gear</i>	15
Gambar 2.10	Nilai K_v	16
Gambar 2.11(a)	Nilai J untuk <i>Spur Gear</i>	17
Gambar 2.11(b)	Nilai J untuk <i>Bevel Gear</i>	17
Gambar 2.12	Nilai C_v	19
Gambar 2.13	Nilai C_m	21
Gambar 2.14	Nilai I	21
Gambar 2.15	Nilai K_L	23
Gambar 2.16	Nilai C_L	25
Gambar 2.17	Nilai C_H	25
Gambar 2.18	<i>Operation Procedure</i>	31
Gambar 2.19	<i>Reducer sketch</i>	33
Gambar 2.20	<i>Assembly of 2-Stage Reduction Gear Box</i>	34
Gambar 2.21	<i>Free-body diagram gear tooth</i>	35

Gambar 3.1	<i>Flowchart</i> penelitian	37
Gambar 3.2(a)	<i>Existing Drive System</i> dari pandangan depan.....	39
Gambar 3.2(b)	<i>Existing Drive System</i> dari pandangan belakang.....	39
Gambar 3.3(a)	Detail <i>Drive System</i> dari pandangan depan	40
Gambar 3.3(b)	Detail <i>Drive System</i> dari pandangan belakang	40
Gambar 3.3(c)	Detail <i>Drive System</i> tanpa <i>Frame</i> Tumpuan	40
Gambar 3.4(a)	Dimensi Roda Gigi 1	41
Gambar 3.4(b)	Dimensi Roda Gigi 2.....	41
Gambar 3.4(c)	Dimensi Roda Gigi 4.....	41
Gambar 3.4(d)	Dimensi Poros Tumpuan.....	41
Gambar 3.5(a)	Desain Alternatif 1 dari pandangan depan	43
Gambar 3.5(b)	Desain Alternatif 1 dari pandangan belakang	43
Gambar 3.6(a)	Detail Desain Alternatif 1 dari pandangan depan.....	44
Gambar 3.6(b)	Detail Desain Alternatif 1 dari pandangan belakang.....	44
Gambar 3.7	Detail bagian dalam desain alternatif 1	44
Gambar 3.8(a)	Desain Alternatif 2 dari pandangan depan	45
Gambar 3.8(b)	Desain Alternatif 2 dari pandangan belakang	45
Gambar 3.9(a)	Detail Desain Alternatif 2 dari pandangan depan.....	46
Gambar 3.9(b)	Detail Desain Alternatif 2 dari pandangan belakang.....	46
Gambar 3.10	<i>Flowchart</i> simulasi	48
Gambar 3.11	Hubungan tegangan maksimal vs ukuran <i>meshing</i>	49
Gambar 3.12(a)	Ukuran <i>Meshing</i> 8 mm	50
Gambar 3.12(b)	Ukuran <i>Meshing</i> 6 mm	50
Gambar 3.12(c)	Ukuran <i>Meshing</i> 4 mm	50
Gambar 3.13(a)	Hasil pengujian dengan ukuran <i>meshing</i> 8 mm	51
Gambar 3.13(b)	Hasil pengujian dengan ukuran <i>meshing</i> 6 mm	51
Gambar 3.13(c)	Hasil pengujian dengan ukuran <i>meshing</i> 4 mm	51

Gambar 4.1	Kondisi awal	56
Gambar 4.2(a)	Desain alternatif 1	57
Gambar 4.2(b)	Detail bagian dalam desain alternatif 1	57
Gambar 4.3	Hasil simulasi roda gigi 1	58
Gambar 4.4	Hasil simulasi roda gigi 2	58
Gambar 4.5	Hasil simulasi roda gigi 3	59
Gambar 4.6	Hasil simulasi roda gigi 4	59
Gambar 4.7	Nilai tegangan roda gigi desain alternatif 1	60
Gambar 4.8	Hubungan tegangan dengan tebal roda gigi desain alternatif 1	61
Gambar 4.9(a)	Tebal optimal roda gigi 1	62
Gambar 4.9(b)	Tebal optimal roda gigi 2	62
Gambar 4.9(c)	Tebal optimal roda gigi 3	62
Gambar 4.10(a)	Desain alternatif 2	63
Gambar 4.10(b)	Detail bagian dalam desain alternatif 2	63
Gambar 4.11	Hasil simulasi roda gigi 1	63
Gambar 4.12	Hasil simulasi roda gigi 2	64
Gambar 4.13	Nilai tegangan roda gigi desain alternatif 2.....	65
Gambar 4.14	Hubungan tegangan dengan tebal roda gigi desain alternatif 2	66
Gambar 4.15(a)	Tebal Optimal Roda Gigi 1	66
Gambar 4.15(b)	Tebal Optimal Roda Gigi 2	66
Gambar 4.16	<i>Free-body diagram</i> poros tumpuan 1	67
Gambar 4.17(a)	Diagram gaya geser dan momen <i>bending</i> bidang XY	68
Gambar 4.17(b)	Diagram gaya geser dan momen <i>bending</i> bidang XZ	68
Gambar 4.18	Poros tumpuan 1	69
Gambar 4.19	Hasil simulasi poros tumpuan 1	70

Gambar 4.20	<i>Free-body diagram</i> poros tumpuan 2	71
Gambar 4.21(a)	Diagram gaya geser dan momen <i>bending</i> bidang XY	71
Gambar 4.21(b)	Diagram gaya geser dan momen <i>bending</i> bidang XZ	71
Gambar 4.22	Poros tumpuan 2	72
Gambar 4.23	Hasil simulasi poros tumpuan 2.....	73
Gambar 4.24(a)	<i>Bearing</i> untuk poros tumpuan 1 3D	74
Gambar 4.24(b)	<i>Bearing</i> untuk poros tumpuan 1 2D	74
Gambar 4.25(a)	<i>Bearing</i> untuk poros tumpuan 2 3D	74
Gambar 4.25(b)	<i>Bearing</i> untuk poros tumpuan 2 2D	74
Gambar 4.26	<i>Free-body diagram support</i>	75
Gambar 4.27	Dimensi profil kotak berlubang	75
Gambar 4.28(a)	Hasil Simulasi <i>Support Full-Body</i>	76
Gambar 4.28(b)	Hasil Simulasi <i>Support Detail</i>	76
Gambar 4.29	Nilai berat total roda gigi dan jumlah tumpuan tiap desain.....	78
Gambar 4.30(a)	Desain optimal dari pandangan depan	78
Gambar 4.30(b)	Desain optimal dari pandangan belakang	78

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	<i>Standard proportions of gear systems</i>	11
Tabel 2.2	<i>Value of service factor</i>	13
Tabel 2.3	<i>Value of K_o</i>	15
Tabel 2.4	<i>Value of K_m for Spur Gear</i>	16
Tabel 2.5	<i>Value of K_m for Bevel Gear</i>	16
Tabel 2.6	<i>Value of S_{at}</i>	22
Tabel 2.7	<i>Value of K_R for fatigue strength material</i>	23
Tabel 2.8	<i>Value of K_R yield strength material</i>	23
Tabel 2.9	<i>Value of S_{ac}</i>	24
Table 2.10	<i>Value of C_R</i>	25
Tabel 2.11	Nilai K_m dan K_t	27
Tabel 2.12	<i>Value of Factor Safety</i>	27
Tabel 2.13	<i>Properties of commonly used gear materials</i>	30
Tabel 2.14	<i>Mechanical properties of steels used for shafts</i>	31
Tabel 2.15	<i>Car dimension</i>	31
Tabel 2.16	<i>Geometrical parameters of first stage</i>	34
Tabel 2.17	<i>Geometrical parameters of second stage</i>	34
Tabel 2.18	<i>Stress comparison</i>	35
Tabel 3.1	<i>Spesifikasi Awal Rotary Parking</i>	39
Tabel 3.2	<i>Data meshing</i>	49
Tabel 4.1	Beban kondisi awal	55
Table 4.2	Nilai tegangan kondisi awal	56
Tabel 4.3	Spesifikasi material	58
Tabel 4.4	Nilai tegangan desain alternatif 1	60
Tabel 4.5	Nilai tegangan desain alternatif 2	64

Tabel 4.6	Berat roda gigi optimal dan hasil perhitungan torsi	67
Tabel 4.7	Hasil perhitungan poros tumpuan 1	69
Table 4.8	Berat roda gigi optimal dan hasil perhitungan torsi	71
Tabel 4.9	Hasil perhitungan poros tumpuan 2	72
Tabel 4.10	Daftar beban	76
Tabel 4.11	Beban pada titik A, B, C, dan D	76
Table 4.12	Spesifikasi profil kotak berlubang	76

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Mobil telah menjadi salah satu alat transportasi yang sangat digemari di era modern ini karena banyaknya kemudahan dan keuntungan yang diberikan. Penambahan jumlah kepemilikan mobil dari tahun ke tahun terus bertambah. Tercatat rata-rata penambahann mobil sebesar ± 1000 unit per tahun [1]. Masalah yang ditimbulkan dari semakin banyaknya mobil bukan hanya kemacetan lalu lintas, tapi juga semakin sempitnya lahan parkir.

Parkir adalah tempat pemberhentian kendaraan dalam jangka waktu pendek atau lama, sesuai dengan kebutuhan pengendara. Secara umum, tempat parkir dikategorikan menjadi 2, yaitu : (1) Tempat Parkir Konvensional, yaitu tempat parkir menggunakan suatu lahan tertentu seperti tepi jalan (*on-street parking*), di luar badan jalan (*off-street parking*), atau di dalam gedung, yang diatur sedemikian rupa sehingga memungkinkan kendaraan terparkir secara rapi. Jenis tempat parkir ini membutuhkan lahan yang luas. (2) Tempat Parkir Non-Konvensional (*smart-parking*), yaitu tempat parkir menggunakan suatu alat khusus. Tempat parkir non-konvensional adalah pengembangan dari tempat parkir konvensional yang memungkinkan untuk menghemat lahan parkir. Jenis tempat parkir ini digunakan pada saat lahan parkir sempit.

Rotary parkir adalah sebuah alat untuk memarkir mobil secara vertikal dengan sistem berputar. Keunggulan dari alat ini adalah dengan meggunakan area yang sedikit (sekitar 3 mobil) dapat memarkir mobil banyak [2]. Jumlah mobil yang diparkir tergantung dari kapasitas. Kapasitas bervariasi antara 10 hingga 20 mobil. Sebagai contoh kapasitas 10 mobil yang sudah beroperasi di Auto2000. Kelebihan lain dari alat ini yaitu dari segi ekonomi. Proses pengadaannya yang meliputi pembuatan dan *assembly* masih lebih murah dibanding membangun sebuah gedung parkir.

Berdasarkan Gambar 1.1, secara garis besar beberapa komponen *rotary* parkir antara lain : (1) *Structure*, (2) Unit Palet, (3) *Chain/Link*, (4) Sistem Penggerak. Salah satu bagian yang penting adalah sistem penggerak, yang berfungsi sebagai penggerak utama sistem agar palet bisa digerakkan.

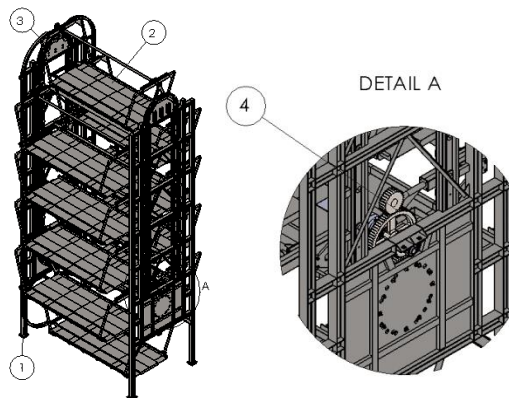
Penelitian mengenai sistem penggerak *rotary* parking pernah dilakukan, seperti pada “*Design and Analysis of Rotary Automated Car Parking Sistem*” [3] oleh Prasad Pashte, Vaibhav Narkhede, Shubham Nade, Sanket More, dan Yogesh L. Maske dari RMD Sinhgad *School of Engineering*, Warje, Pune, India. Penelitian ini dilakukan untuk mendesain dan mengembangkan sistem parkir yang aman dimana sistem tersebut tidak akan merusak kendaraan dan sekitarnya. Pemodelan dan simulasi pada gearbox menggunakan *software* Solidworks. Penelitian mengenai hal ini juga pernah dilakukan, seperti pada “*Modeling and Analysis Gear Box*” [4] yang dilakukan oleh Ch. Ashok Kumar dan Puttapaka Nagaraju dari *Anurag Engineering College*, Telangana, India. Penelitian ini bertujuan untuk menganalisa beban-beban yang terjadi pada roda gigi pada gearbox melalui pemodelan dan simulasi menggunakan *software* Solidworks.

Sistem penggerak berfungsi sebagai penggerak untuk menggerakkan palet. Seperti pada gambar 1.2, sistem ini terdiri dari : (1) *Gearbox*, sebagai penurun putaran motor sehingga torsi yang dihasilkan bertambah. (2) *Drive Shaft*, berfungsi untuk menyalurkan putaran (penghubung putaran) dari satu sisi *frame* ke sisi yang lain. (3) Motor (tidak ada dalam gambar), sebagai sumber energi gerak.

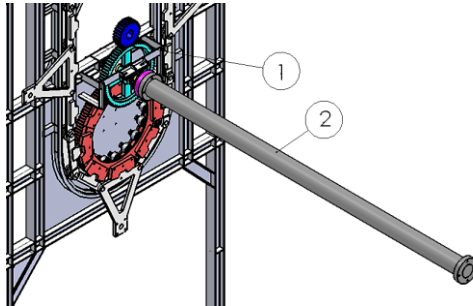
Syarat utama desain sistem penggerak adalah bisa memutar palet, baik yang sedang terisi mobil atau tidak. Sistem penggerak dinilai efisien ketika menggunakan daya motor yang kecil dapat memutar beban yang besar. Kuncinya terletak pada *gearbox*, yang berfungsi untuk meningkatkan torsi. Dari desain yang ada, seperti gambar 1.2, terlihat

bahwa *gearbox* membutuhkan banyak tempat untuk pemasangannya, serta terkesan sedikit rumit sehingga untuk proses perakitan menjadi sulit. Padahal sebaiknya *Gearbox* yang digunakan tidak terlalu banyak memakan tempat. Pada penelitian ini, redesain *gearbox* dilakukan untuk menyederhanakan konstruksi dari sistem penggerak tersebut agar tidak terlalu memakan tempat sehingga proses perakitan maupun perawatan jadi lebih mudah. Ukuran roda gigi pada *gearbox* juga akan dioptimasi untuk mendapatkan ukuran tebal yang optimal guna mengurangi material yang digunakan sehingga lebih ringan.

Kondisi sistem penggerak pada *rotary* parkir yang ada masih dianggap masih perlu pengembangan. Oleh karena itu, peneliti akan melakukan redesain *gearbox* yang ada untuk mendapatkan desain sistem penggerak yang lebih sederhana agar lebih mudah dalam proses perakitan maupun perawatan maka peneliti mengambil judul tugas akhir “Redesain *Gearbox Rotary* Parkir Menggunakan *Software* Berbasis Elemen Hingga”.



Gambar 1.1 Rotary Automated Car Parking. [2]



Gambar 1.2 Sistem Penggerak. [2]

1.2 Rumusan Masalah

Rumusan masalah dalam tugas akhir ini antara lain :

1. Bagaimana alternatif desain *gearbox* sistem penggerak yang lebih optimal?
2. Berapa tebal optimal roda gigi dari desain alternatif?
3. Berapa dimensi aman dari tumpuan (poros tumpuan dan *support*)?
4. Bagaimana desain *gearbox* sistem penggerak yang optimal?

1.3 Tujuan Tugas Akhir

Adapun tujuan dari tugas akhir ini antara lain :

1. Mengetahui alternatif desain *gearbox* sistem penggerak yang lebih optimal.
2. Mengetahui nilai tebal optimal roda gigi dari desain alternatif.
3. Mengetahui nilai dimensi aman dari tumpuan (poros tumpuan dan *support*).
4. Mengetahui desain *gearbox* sistem penggerak yang optimal

1.4 Batasan Masalah

Agar pembahasan dalam tugas akhir ini tidak melenceng dari tujuannya, maka batasan masalah dari redesain sistem penggerak *rotary* parkir ini adalah:

1. Parkiran yang digunakan dalam penelitian ini adalah *rotary parking system*.
2. Sistem penggerak yang dibahas hanya meliputi *gearbox* (roda gigi beserta tumpuan)
3. Tumpuan pada desain awal dianggap kuat.
4. Simulasi yang dilakukan adalah simulasi statis.
5. Pasak (*keys*) dianggap kuat (tidak dihitung).

1.5 Manfaat Tugas Akhir

Adapun manfaat dari tugas akhir ini antara lain :

1. Membantu mahasiswa dalam mengetahui dan memahami tentang konsep dasar *rotary parking*.
2. Sebagai sarana untuk implementasi ilmu pengetahuan dan teknologi di bidang transportasi.
3. Data hasil pengujian dapat digunakan dan dijadikan sebagai referensi untuk penelitian selanjutnya.

1.6 Sistematika Penulisan Tugas Akhir

Sistematika penulisan tugas akhir terdiri dari 5 bab dimana masing masing bab berisi sebagai berikut:

Bab 1 Pendahuluan

Berisi tentang latar belakang penelitian, rumusan masalah, batasan masalah, manfaat penelitian dan sistematika penulisan laporan.

Bab 2 Dasar Teori

Bab ini berisi tentang dasar-dasar ilmu yang mendukung pengerjaan tugas akhir.

Bab 3 Metodologi

Bab ini berisi tentang langkah-langkah yang dilakukan untuk memperoleh hasil yang diinginkan dalam penelitian ini, baik langkah-langkah permodelan dan langkah-langkah simulasi.

Bab 4 Hasil dan Analisa

Bab ini berisi tentang analisa pada hasil baik yang diperoleh dari proses simulasi maupun perhitungan analitis beserta pembahasannya.

Bab 5 Kesimpulan

Bab ini berisi tentang kesimpulan yang didapat berdasarkan hasil yang sudah dianalisa, dan juga saran untuk ke depannya.

BAB II

DASAR TEORI

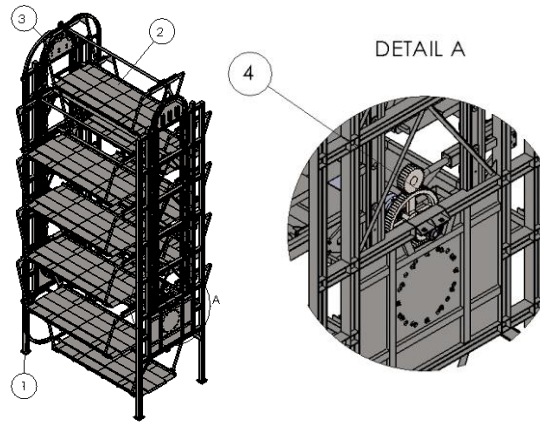
2.1 Rotary Parking

Rotary Parking, atau *Rotary Automated Car Parking System* adalah metode parkir mobil menggunakan suatu alat khusus yang bekerja untuk mengangkat secara *vertical* mobil yang terparkir di atas palet. Bagian-bagian *rotary* parkir terlihat pada Gambar 2.1.

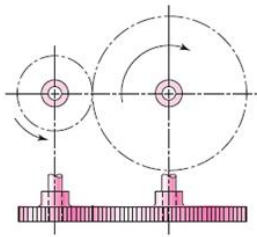
Berdasarkan Gambar 2.1, secara garis besar beberapa komponen *rotary* parkir antara lain :

1. *Structure*, berfungsi sebagai penopang utama *rotary parking*, terdiri dari *Frame*, *Collumn*, dan *chain guide*.
2. Unit Palet, berfungsi sebagai pembawa mobil atau tempat mobil diparkir dan diangkat, terdiri dari *pallette guide roller*, *pallette guide*, *pallette hanger*, dan *cog plate chain*.
3. *Chain/Link*, berfungsi sebagai penghubung putaran dari sistem penggerak menuju palet.
4. Sistem Penggerak, berfungsi sebagai penggerak untuk menggerakkan palet, terdiri dari motor, *Gearbox*, dan *Drive Shaft*.

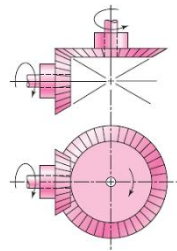
rotary parkir tergolong ke dalam jenis Sistem Parkir Non-Tradisional atau *Smart Car Parking System*. Sistem parkir tradisional menggunakan lahan yang luas karena *space* satu mobil hanya muat untuk satu mobil. Kelemahan dari sistem parkir tradisional adalah konsumsi lahan yang luas sehingga kurang cocok dengan kondisi sekarang. Dengan menggunakan Sistem *Smart Car Parking* kekurangan ini bisa diatasi. Terlebih lagi, Sistem *Smart Car Parking* lebih *flexible* dan memberikan keuntungan ekonomi yang lebih. Menurut spesifikasi, *rotary parking* didesain untuk menampung beberapa mobil dalam lahan horizontal sebesar 2-3 mobil.[2]



Gambar 2.1 Rotary Automated Car Parking System. [2]



Gambar 2.2 Roda Gigi Lurus (Spur Gear). [6]



Gambar 2.3 Roda Gigi Kerucut (Bevel Gear). [6]

2.2 Roda Gigi (Gear)

2.2.1 Jenis Roda Gigi

Beberapa jenis roda gigi antara lain, [5]:

1. Roda Gigi Lurus (Spur Gear)

Mempunyai bentuk gigi yang paralel dengan sumbu putar dan digunakan untuk meneruskan putaran dari suatu poros ke poros lain yang berposisi paralel (segaris), seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.2. Dari semua jenis roda gigi, roda gigi lurus adalah yang paling sederhana.

2. Roda Gigi Kerucut (*Bevel Gear*)

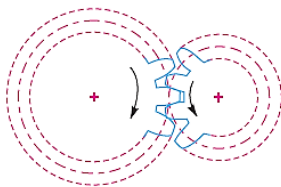
Mempunyai gigi yang berada pada permukaan berbentuk *conical* (kerucut) dan banyak digunakan untuk meneruskan putaran antara sumbu putar poros yang berpotongan, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.3. Berdasarkan kontak antar gigi (*Gearing*), roda gigi dibagi menjadi [5]:

1. *External Gearing*

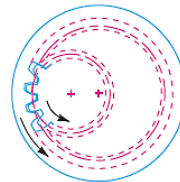
Gearing terjadi pada bagian luar dari kedua gigi, sehingga putaran antara kedua gigi selalu berlawanan, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.4. *Gearing* jenis ini paling banyak digunakan karena sederhana dalam proses *mounting* (penempatan).

2. *Internal Gearing*

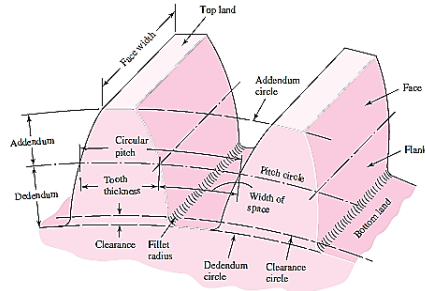
Gearing terjadi antara bagian dalam dari *gear* (roda gigi besar) dan bagian luar dari *pinion* (roda gigi kecil), sehingga putaran kedua roda gigi bisa searah, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.5. Meskipun *gearing* jenis ini lebih rumit dalam *mounting* daripada *external gearing*, kelebihanannya adalah jarak antara kedua poros roda gigi jadi lebih pendek sehingga tidak terlalu memakan tempat.



Gambar 2.4 External Gearing. [5]



Gambar 2.5 Internal Gearing. [5]



Gambar 2.6 Terminologi Spur Gear. [6]

2.2.2 Terminologi Roda Gigi

Ada 2 jenis roda gigi yang akan digunakan pada penelitian ini, yaitu roda gigi lurus (*Spur Gear*) dan roda gigi kerucut (*Bevel Gear*). Berikut terminologinya.

1. Roda Gigi Lurus (*Spur Gear*)

Berikut adalah terminologi yang ada pada roda gigi lurus, yang ditunjukkan pada Gambar 2.6. [6]

Circular pitch (p) adalah jarak yang diukur dari *pitch circle*, dari satu titik pada satu sisi gigi ke satu titik pada sisi yang sama pada gigi yang berdekatan. Jadi *circular pitch* sama dengan jumlah ketebalan gigi (*tooth thickness*) dan lebar celah gigi (*width of space*).

$$p = \frac{\pi \cdot d}{N} = \pi \cdot m \text{ atau } pP = \pi \quad \text{Pers. 2.1}$$

Module (m) adalah perbandingan antara *pitch diameter*, d (mm) dengan jumlah gigi (N). Modul adalah *index* ukuran roda gigi dalam SI.

$$m = \frac{d}{N} \quad \text{Pers. 2.2}$$

Diametral pitch (P) adalah perbandingan antara jumlah gigi (N) dengan *pitch diameter*, D_p (inch). Dengan kata lain *diametral*

pitch adalah jumlah gigi tiap 1 inci. *Diametral pitch* digunakan dalam satuan *british*.

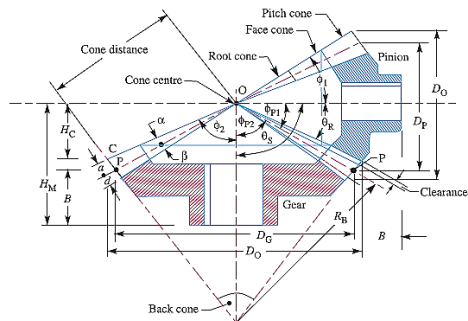
$$P = \frac{N}{d}$$

Pers. 2.3

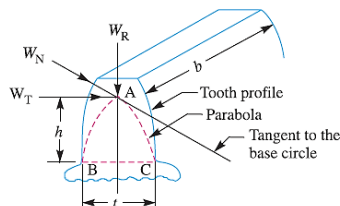
Pada Tabel 2.1, ditunjukkan standar dimensi dari gigi (*teeth*) berdasarkan modul yang digunakan.

Tabel 2.1 Standard proportions of gear systems. [5]

S. No.	Particulars	14½° composite or full depth involute system	20° full depth involute system	20° stub involute system
1.	Addendum	1m	1m	0.8 m
2.	Dedendum	1.25 m	1.25 m	1 m
3.	Working depth	2 m	2 m	1.60 m
4.	Minimum total depth	2.25 m	2.25 m	1.80 m
5.	Tooth thickness	1.5708 m	1.5708 m	1.5708 m
6.	Minimum clearance	0.25 m	0.25 m	0.2 m
7.	Fillet radius at root	0.4 m	0.4 m	0.4 m



Gambar 2.7 Terminologi Bevel Gear. [5]



Gambar 2.8 Free-body diagram gigi. [5]

2. Roda Gigi Kerucut (*Bevel Gear*)

Berikut adalah terminologi yang ada pada roda gigi kerucut, yang ditunjukkan pada Gambar 2.7.

Pitch diameter, d , adalah diameter terbesar dari *pitch circle*. Pada gambar 2.7, *pitch diameter* dinotasikan dengan D_G untuk *pitch diameter* gear dan D_P untuk *pitch diameter* dari *pinion*. *Pitch diameter* merupakan parameter utama dari sebuah roda gigi. Penentuan nilai *pitch circle*, modul, dan *diametral pitch* pada *bevel gear* pada dasarnya sama dengan pada *spur gear*.

2.2.3 Analisa Beban Roda Gigi

Analisa beban roda gigi merupakan hal yang sudah biasa dilakukan dalam masalah mendesain sebuah roda gigi. Analisa beban memberikan pendekatan pada apa yang terjadi pada roda gigi dengan memberikan input data berupa kondisi yang ada. Hal ini memberikan gambaran dan kepastian dalam proses desain untuk menghindari kegagalan roda gigi pada saat digunakan. [6]

Dalam metologi desain roda gigi berdasarkan AGMA (*American Gear Manufacturers' Association*), terdapat dua persamaan tegangan dasar, yaitu *bending stress* dan *contact stress*. Persamaan untuk menghitung *bending stress* biasa disebut *strength equation*. Sedangkan untuk menghitung *contact stress* biasa disebut *wear equation*.

Sebelum menginjak pada persamaan untuk mendapatkan nilai tegangan, langkah awal dalam mendesain roda gigi adalah menentukan beban. Seperti yang ditunjukkan oleh *Free-Body Diagram* gigi pada Gambar 2.8, umumnya yang dihitung terlebih dahulu adalah beban tangensial (W_T). Contoh beban tangensial (W_T) adalah beban yang berasal dari motor penggerak. Untuk menentukan W_T dapat digunakan persamaan 2.4. [5]

Tabel 2.2 Value of service factor. [5]

<i>Type of load</i>	<i>Type of service</i>		
	<i>Intermittent or 3 hours per day</i>	<i>8-10 hours per day</i>	<i>Continuous 24 hours per day</i>
Steady	0.8	1.00	1.25
Light shock	1.00	1.25	1.54
Medium shock	1.25	1.54	1.80
Heavy shock	1.54	1.80	2.00

$$W_T = \frac{P}{v} \times C_s \quad \text{Pers. 2.4}$$

Dimana :

- W_T = Beban tangensial, N
- P = Power, W
- v = Pitch line velocity, m/s
= $\pi \cdot d \cdot N / 60$
- d = Pitch Diameter, m
- N = Gear rotation, rpm
- C_s = Service Factor

Nilai dari *service factor* untuk beberapa jenis pembebanan dapat dilihat pada Tabel 2.2.

Setelah nilai W_T diketahui dari persamaan 2.4, baru bisa dihitung nilai beban normal (W_N) dan beban radial (W_R). Persamaan untuk menghitung W_N ditunjukkan pada persamaan 2.5, sedangkan untuk menghitung W_R ditunjukkan pada persamaan 2.6. [5]

$$W_N = \frac{W_T}{\cos \theta} \quad \text{Pers. 2.5}$$

$$W_R = W_N \cdot \sin \theta \quad \text{Pers. 2.6}$$

Dimana :

- W_T = Beban tangensial, N
- W_N = Beban normal, N
- W_R = Beban Radial, N
- θ = Pressure angle, °(derajat)

1. AGMA Strength

Persamaan akhir untuk menghitung kekuatan gigi terhadap *bending* diberikan oleh AGMA yang didapat dari modifikasi persamaan lewis. Modifikasi tersebut dilakukan dengan menambahkan faktor-faktor pada Persamaan Lewis dasar. Dikarenakan faktor-faktor yang digunakan didapat secara empiris (berdasarkan eksperimen yang dilakukan), persamaan ini dapat dijaga agar tetap mengikuti kondisi yang ada dengan mengganti nilai faktor setelah parameter dasar dari roda gigi diketahui sebelumnya. Berikut persamaan AGMA *Strength* untuk menghitung tegangan pada dasar gigi yang ditunjukkan pada persamaan 2.7. [9]

$$\sigma_t = \frac{W_T K_o P K_s K_m}{K_v b J}$$

Pers. 2.7

Dimana :

σ_t	= Stress at root of tooth, psi
W_T	= Tangential load, lbf
K_o	= Overload correction factor
P	= Diametral pitch = N/P_d
N	= Number of teeth
d	= Pitch diameter of gear, in
K_s	= size correction factor
K_m	= Load distribution correction
K_v	= dynamic factor
B	= face width, in
J	= Geometry factor

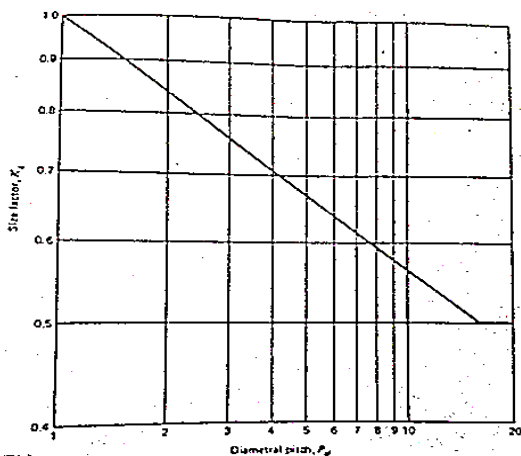
Overload correction factor, K_o , dihitung dengan keadaan ketika W_T adalah nilai rata-rata *tangential load*, beban maksimum aktual mungkin sebesar dua kali lipat lebih besar yang diakibatkan beban kejut pada kedua *gear*, *driver* dan *driven gear*. Tabel 2.3 menunjukkan nilai K_o . [9]

Size correction factor, K_s , didesain untuk menghitung *nonuniformity* (ketidak-seragaman) *property material*. Dalam banyak kasus, untuk *spur gear*, AGMA merekomendasikan *size factor* lebih besar dari unity ($K_s > 1$). Tapi jika diperkirakan tidak ada *size effect* yang merusak, gunakan *unity* ($K_s = 1$). Sedangkan untuk *bevel gear*, nilai K_s dapat dilihat pada Gambar 2.9.[9]

Load distribution correction, K_m , tergantung dari efek kombinasi ketidak-lurusan sumbu rotasi yang diakibatkan oleh *machining error*, dan *bearing clearance*; *load diviation*; defleksi elastis poros, *bearing*, dan *housing* karena beban. Nilai K_m untuk *spur gear* dapat dilihat pada Tabel 2.4. Sedangkan untuk *bevel gear* dapat dilihat pada Tabel 2.5.[9]

Tabel 2.3 Value of K_o . [9]

Power Source	Load Driven Machine		
	Uniform	Medium Shock	Heavy Shock
Uniform	1	1.25	1.75 or higher
Light Shock	1.25	1.5	2 or higher
Medium Shock	1.5	1.75	2.25 or higher



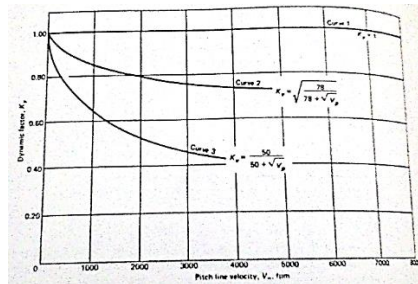
Gambar 2.9 Nilai K_s untuk Bevel Gear. [9]

Tabel 2.4 Value of K_m for Spur Gear. [9]

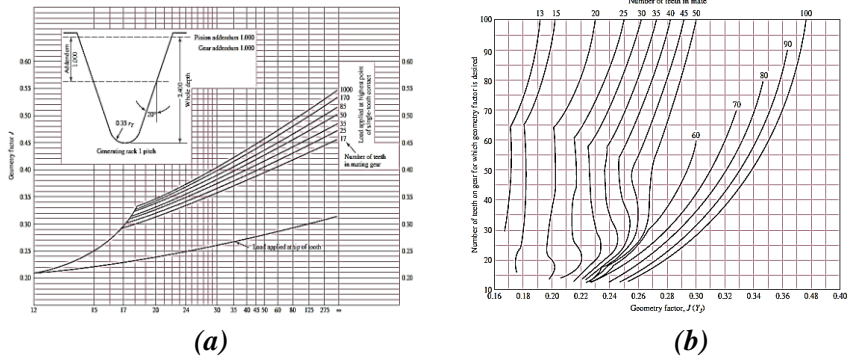
Condition of support	Face width							
	2 in face and under		6 in face		9 in face		16 in face and over	
	Spur	Helical	Spur	Helical	Spur	Helical	Spur	Helical
Accurate mounting, low bearing, minimum elastic defection, precision gear	1.3	1.2	1.4	1.3	1.5	1.4	1.8	1.7
Less rigid mountings, less accurate gears, contact across full face	1.6	1.5	1.7	1.6	1.8	1.7	2	2
Accuracy and mounting such that less than full face contact exist	Over 2							

Tabel 2.5 Value of K_m for Bevel Gear. [9]

Application	Both Member Straddle Mounted	One Member Straddle Mounted	Neither Member Straddle Mounted
General Industrial	1 – 1.1	1.1 – 1.25	1.25 – 1.4
Automotive	1 – 1.1	1.1 – 1.25	
Aircraft	1 – 1.25	1.1 – 1.4	1.25 – 1.5



Gambar 2.10 Nilai K_v . [9]



(a) **Gambar 2.11 Nilai J untuk :**
(a) *Spur Gear*; (b) *Bevel Gear*. [6]

Dynamic factor, K_v , tergantung pada efek dari *tooth spacing* dan *profile error*; efek dari *pitch line velocity* dan *revolution per minute*; inertia dan kekakuan dari semua elemen yang bergerak; *tangential per inch of face*; kekakuan gigi. Gambar 2.10 menunjukkan nilai *dynamic factor* yang biasa digunakan. [9]

Curve 1 : digunakan untuk (1) *high precision helical gear* atau *spur gear* dimana kondisi diperhitungkan sebelumnya bahwa tidak ada beban dinamis yang akan terjadi, (2) *bevel gear* yang mempunyai bentuk kontak gigi yang baik dan *tooth spacing* yang akurat.

Curve 2 : digunakan untuk (1) *high precision helical gear* atau *spur gear* dimana kondisi diperhitungkan sebelumnya bahwa akan ada beban dinamis yang akan terjadi. (2) *helical commercial gear*, (3) *large planed spiral bevel gear*.

Curve 3 : digunakan untuk (1) *spur gear* yang dibuat dengan *hobbing* atau *shaping*, (3) *large planed straight bevel gear*.

Geometry factor, J , digunakan untuk menghitung efek dari bentuk gigi, posisi dimana beban yang paling menyebabkan kerusakan terjadi, konsentrasi tegangan, dan pembagian beban

diantara satu atau lebih pasang gigi. Pada *pressure angle* 20° , nilai J dapat dilihat pada Gambar 2.11(a) untuk *spur gear*, sedangkan Gambar 2.11(b) untuk *bevel gear*. [9]

2. AGMA Wear

Kerusakan gigi pada roda gigi disebabkan oleh dua hal yaitu *bending stress* yang sudah dibahas sebelumnya, dan *contact stress*. *Contact stress*, atau *surface stress* terjadi akibat kontak antar gigi yang saling bergesekan sehingga menyebabkan pengikisan permukaan pada permukaan roda gigi tersebut dalam siklus kerja tertentu (*wear*). Berdasarkan AGMA, persamaan 2.8 digunakan untuk menghitung nilai *contact stress* yang terjadi.

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{W_T C_o C_s C_m C_f}{C_v db I}} \quad \text{Pers. 2.8}$$

Dimana :

- σ_c = Calculated contact stress number
- C_p = Coefficient depending on elastic properties of material
- W_T = Tangential load, lbf
- C_o = Overload factor
- C_v = Dynamic factor
- d = Pinion pitch diameter, in
- b = Face width of the narrowest of the mating gears, in
- C_s = Size factor
- C_m = Load distribution factor
- C_f = Surface condition factor
- I = Geometry factor

Elastic coefficient, C_p , ditentukan *elastic properties* dari material *pinion* dan *gear* yang digunakan. Persamaan 2.9 bisa digunakan untuk mendapatkan nilai C_p . [9]

$$C_p = \sqrt{\frac{k}{\pi \left[\frac{(1-\mu_p^2)}{E_p} + \frac{(1-\mu_g^2)}{E_g} \right]}}$$

Pers. 2.9

Dimana :

μ_p = Poisson's ratio of pinion

$k = 1$ (for most spur, helical, dan herringbone gear)

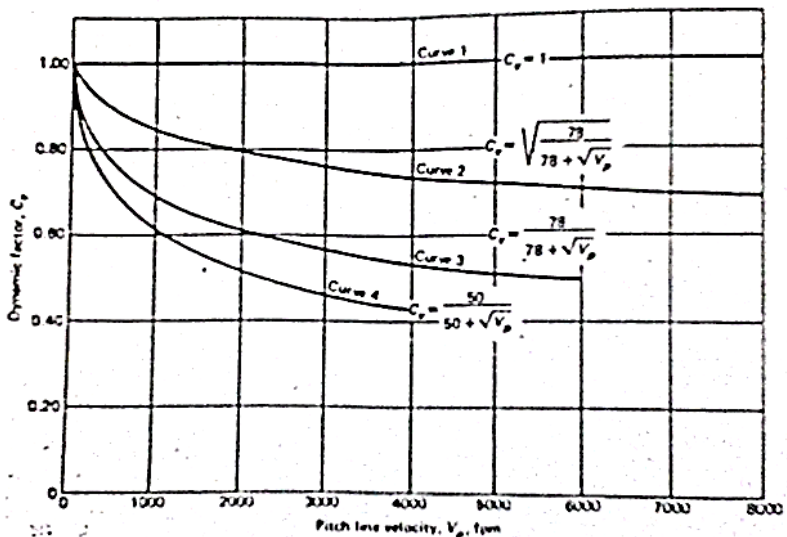
μ_g = Poisson's ratio of gear $k = 3/2$ (for most bevel gears)

E_p = Modulus elasticity of pinion

E_g = Modulus elasticity of gear

Overload factor, C_o , dimaksudkan untuk mengatur kelebihan beban akibat *operating characteristic*. Jika tidak ada informasi yang spesifik, Tabel 2.3 bisa digunakan. [9]

Dynamic factor, C_v , pada dasarnya adalah fungsi dari interaksi gigi dari perhubungannya. Jika beban dinamis dapat ditentukan, baik dihitung maupun diukur, dapat digunakan daripada *tangential load*, kemudian *dynamic factor* akan tidak diperlukan lagi. Gambar 2.12 dapat digunakan untuk menentukan nilai *dynamic factor*. [9]



Gambar 2.12 Nilai C_v . [9]

Curve 1 : digunakan untuk (1) *spur gear*, ketika secara relatif beban dinamis kecil terjadi. (2) *high precision helical gears*, juga ketika secara relatif beban dinamis kecil terjadi. (3) *accurately generated bevel gears*.

Curve 2 : digunakan untuk (1) *spur gear*, ketika beban dinamis ringan dapat timbul. (2) *high precision helical gear*, juga ketika dengan beban dinamis ringan dapat timbul. (3) *large planed spiral bevel gears*, juga ketika dengan beban dinamis ringan dapat timbul.

Curve 3 : digunakan untuk (1) *commercial helical gears*. (2) *high precision helical gears* dengan beban dinamis sedang.

Curve 4 : digunakan untuk (1) *spur gear* ketika beban dinamis sedang diperkirakan terjadi. (2) *commercial spur gear*.

Size factor, C_s , didesain untuk menghitung efek dari ukuran roda gigi, ukuran gigi, area kontak gigi, kekerasan dan efisiensi *heat treatment*. Jika roda gigi sudah dibandingkan dengan baik, material sudah dipilih dengan benar, *heat treatment* yang digunakan sudah efektif, *size factor* diambil berdasarkan *unity* atau kesatuan. Tetapi, sejak *fatigue test* mengindikasikan bahwa tegangan ijin *fatigue* berkurang seiring bertambahnya ukuran roda gigi. Mungkin diperlukan bagi *designer* untuk menggunakan nilai C_s sebesar 1.25. [9]

Load distribution factor, C_m , digunakan untuk menghitung *nonuniformity* (ketidak-seragaman) distribusi beban pada gigi. Untuk roda gigi dengan permukaan gigi lebar, Gambar 2.13 dapat digunakan untuk menentukan nilai C_m . [9]

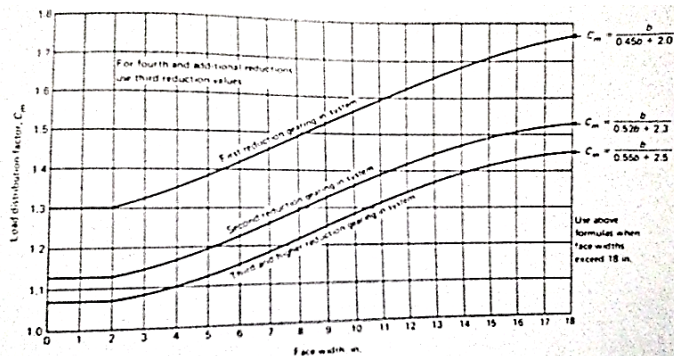
Geometry factor, I , adalah fungsi dari factor berikut : *pressure angle*, *gear ratio*, *load sharing ratio*, panjang *line contact*, *base pitch*, dan *length of action*. Gambar 2.14 dapat digunakan untuk menentukan nilai I .

Surface condition factor, C_f , digunakan untuk menghitung pertimbangan untuk *surface finish*, *residual stress*, dan *plasticity effect*. C_f biasanya ditentukan sebagai *unity* ketika *surface finish* sudah

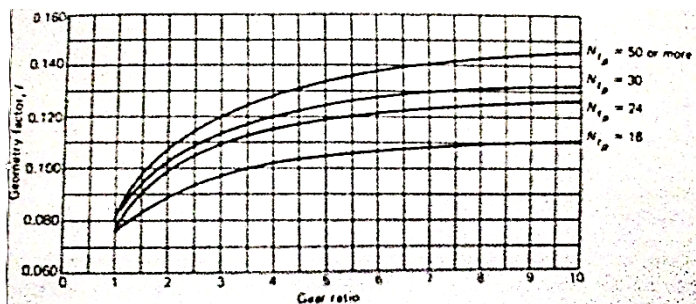
dlakukan dengan kualitas bagus. Ketika *rough finish* dilakukan dan kemungkinan terjadi *residual stress* tinggi, $C_f = 1.25$. Jika *rough finish* dan *residual stress* sudah diketahui ada dan terjadi, maka $C_f = 1.5$.

3. Tegangan Ijin

Menganalisa gigi pada roda gigi, setelah *bending* dan *contact stress* diketahui, maka hasilnya perlu dibandingkan dengan tegangan ijin masing-masing untuk memastikan bahwa desain tersebut aman. Untuk Tegangan ijin yang diakibatkan tegangan *bending* persamaan 2.10 dapat digunakan.



Gambar 2.13 Nilai C_m . [9]



Gambar 2.14 Nilai I . [9]

$$S_{ad} = \frac{S_{at} K_L}{K_T K_R}$$

Pers. 2.10

Dimana :

S_{ad} = Maximum allowable design stress, psi

S_{at} = Allowable stress for material, psi

K_L = Life factor

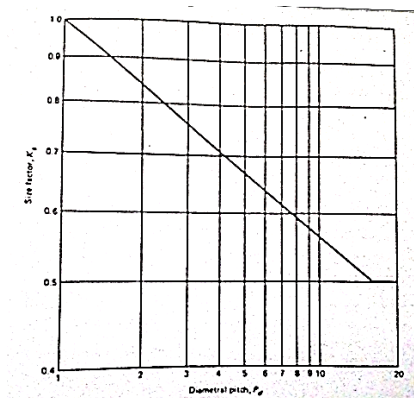
K_T = Temperature factor

K_R = Factor of safety (reliability factor)

Allowable stress for material, S_{at} , untuk material roda gigi standar akan bervariasi tergantung dari kualitas material, *heat treatment*, dan komposisi material. Tabel 2.6 dapat digunakan untuk menentukan nilai S_{at} . [9]

Tabel 2.6 Value of S_{at} . [9]

Material	Heat Treatment	Min. Material Hardness or Min. Tensile Strength	S_{at} , psi	
			Spun, Helical, and Herringbone	Bevel
Steel	Normalized	140 BHN	19-25,000	11,000
	Quenched and tempered	180 BHN	25-33,000	14,000
	Quenched and tempered	300 BHN	36-47,000	19,000
	Quenched and tempered	450 BHN	44-59,000	25,000
	Case carburized	55 R_c	55-65,000	27,500
	Case carburized	60 R_c	60-70,000	30,000
	Induction or flame Hardened, hardness Pattern A of Footnote 1	54 A	45-55,000*	
	Hardness Pattern of Footnote 1	54 R_c at Hardened surface	22,000	13,500
	Normalized AISI 4140	53 R_c case, 300 BHN core	37-42,000*	20,000
Cast Iron AGMA Grade 20 AGMA Grade 30 AGMA Grade 40				
		175 BHN	5,000	2,700
		200 BHN	8,500	4,400
Nodular Iron ASTM Grade 60-40-18 ASTM Grade 80-55-06	Annealed		15,000	8,000
			20,000	11,000
ASTM Grade 100-70-03 ASTM Grade 120-90-02	Normalized Quenched and tempered		26,000	14,000
			30,000	16,500
Bronze AGMA 2c (10%-12% Tin)		40,000 psi	5,700	3,000
Aluminum Bronze ASTM B-148-52 Alloy 9C-4L.T.		90,000 psi	23,600	13,000



Gambar 2.15 Nilai K_L . [9]

Tabel 2.7 Value of K_R for fatigue strength material. [9]

Requirements of application	K_R
High reliability	1.5 or higher
Fewer than 1 failure in 100	1
Fewer than 1 failure in 3	0.7

Tabel 2.8 value of K_r yield strength material. [9]

Requirements of application	K_R
High reliability	3 or higher
Normal design	1.33

Life factor, K_L , sebagai koreksi pada tegangan ijin untuk jumlah *stress cycle* pada *bending stress*. Gambar 2.15 direkomendasikan untuk menentukan nilai K_L . Untuk jumlah cycle 10^7 , $K_L=1$.

Temperature factor, K_T , sebagai koreksi pada tegangan ijin untuk efek *operating temperature*. Untuk oil atau *gear blank* temperature kurang dari 250°F, biasanya ditentukan sebagai *unity*.

Factor of safety, K_R , kadang disebut *reliability factor*, digunakan untuk memastikan keandalan tinggi, pada beberapa kasus, untuk menghitung resiko. Tabel 2.7 bisa digunakan untuk menentukan nilai K_R yang digunakan untuk *fatigue strength material*. Sedangkan

Tabel 2.8 digunakan untuk *noncarburized gears*, yang bisa digunakan untuk menentukan nilai K_R yang digunakan untuk *yield strength material*.

Sedangkan persamaan yang digunakan untuk menentukan tegangan ijin yang diakibatkan *contact stress* ditunjukkan pada persamaan 2.11.

$$\sigma_c \leq S_{ac} \left(\frac{C_L C_H}{C_T C_R} \right) \quad \text{Pers. 2.11}$$

Dimana : S_{ac} = allowable contact stress number

C_L = life factor

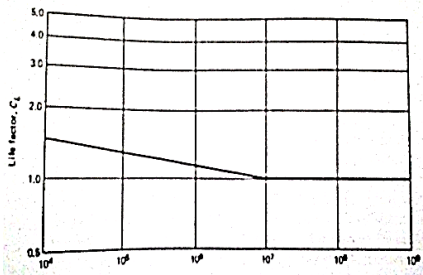
C_H = hardness ratio factor

C_T = Temperature factor

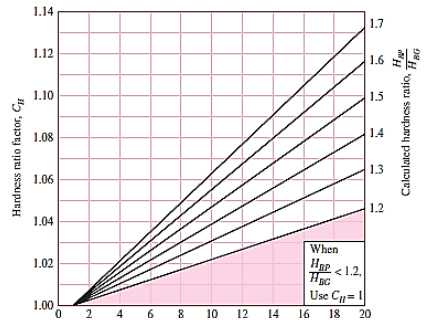
C_R = factor of safety

Tabel 2.9 Value of S_{ac} . [9]

Material	Surface Hardness, mm	S_{ac}	Material	Surface Hardness, mm	S_{ac}
Steel	Through hardened		Cast iron		
	180 Bhn	85-95,000	AGMA grade 20	—	50-60,000
	240 Bhn	105-115,000	AGMA grade 30	175 Bhn	65-75,000
	300 Bhn	120-135,000	AGMA grade 40	200 Bhn	75-85,000
	360 Bhn	145-160,000	Nodular iron	165 Bhn	90-100% of the S_{ac} value of steel with the same hardness
	440 Bhn	170-190,000			
	Case carburized		Annealed	210 Bhn	
	55 R_c	180-200,000	Normalized	255 Bhn	
	60 R_c	200-225,000	Oil quench and temper		
	Flame or induction hardened		Bronze	Tensile Strength psi (min)	S_{ac}
	50 R_c	170-190,000	Tin bronze		
			AGMA 2C (10-122 Tin)	40,000	30,000
			Aluminum bronze	90,000	65,000
			ASTM B 148-52 (Alloy 9C-H.T.)		



Gambar 2.16 Nilai C_L [9]



Gambar 2.17 Nilai C_H . [6]

Tabel 2.10 Value of C_R . [9]

Requirements of application	C_R
High reliability	1.25 or higher
Fewer than 1 failure in 100	1
Fewer than 1 failure in 3	0.8

Allowable contact stress number, S_{ac} , bergantung pada beberapa factor antara lain material dari *pinion* dan *gear*, jumlah *cycle* dari beban yang digunakan, ukuran roda gigi, *temperature*, jenis *heat treatment*, dan *residual stress*. Tabel 2.9 bisa digunakan untuk menentukan nilai S_{ac} . [9]

Life factor, C_L , digunakan untuk menghitung umur roda gigi yang diinginkan. Dengan kata lain, semakin kecil jumlah *load cycle* selama umur roda gigi, semakin besar nilai *allowable contact stress*. Gambar 2.16 bisa digunakan untuk menentukan nilai dari C_L . Untuk jumlah *cycle* 10^7 , $C_L=1$.

Hardness ratio factor, C_H , meskipun secara jelas merupakan fungsi dari kekerasan dari dua roda gigi dalam hubungannya, C_H juga tergantung dari *gear ratio*. Gambar 2.17 bisa digunakan untuk menentukan nilai dari C_H .

Temperature factor, C_T , sebagai koreksi pada tegangan ijin untuk efek *operating temperature*. Untuk oil atau *gear blank temperature* kurang dari 250°F , biasanya ditentukan sebagai *unity*.

Factor of safety, C_R , memungkinkan *designer* untuk menghitung resiko atau mendesain untuk keamanan tinggi, yang berarti keandalan tinggi. Tabel 2.10 direkomendasikan untuk nilai C_R .

2.3 Poros Tumpuan Roda Gigi

Parameter awal yang perlu diketahui untuk mendesain poros tumpuan roda gigi antara lain : beban tangensial, beban normal, beban radial, dan berat roda gigi atau bagian yang ia topang. Langkah pertama untuk mendesain poros untuk roda gigi setelah diketahui parameter awal adalah menghitung reaksi beban pada tumpuan dengan syarat $\Sigma M = 0$ dan $\Sigma F = 0$, sehingga semua nilai gaya diketahui untuk membuat diagram momen dan diagram gaya geser. Kedua diagram ini digunakan untuk mengetahui titik kritis dari poros, dan perhitungan diameter poros berdasarkan titik kritis tersebut. [5]

Beban yang diterima ada poros ada 2 yaitu beban *bending* dan torsi, maka harus diekivalenkan menggunakan persamaan 2.12. Setelah nilai torsi ekivalen diketahui, persamaan 2.13 digunakan untuk menghitung diameter poros. [5]

$$T_e = \sqrt{(K_m \cdot M_{max})^2 + (K_t \cdot T_{max})^2} \quad \text{Pers. 2.12}$$

Dimana :

T_e = *Equivalent twisting moment*, N.mm

M_{max} = *Max. bending momen acting at the shaft*, N.mm

T_{max} = *Max. gear torsion*, N.mm

K_m = *Combined Shock and Fatigue Factor for Bending*

K_t = *Combined Shock and Fatigue Factor for torsion*

Nilai K_m dan K_t dapat dilihat dari Tabel 2.11

Tabel 2.11 Nilai K_m dan K_t . [5]

<i>Nature of load</i>	K_m	K_t
1. Stationary shafts		
(a) Gradually applied load	1.0	1.0
(b) Suddenly applied load	1.5 to 2.0	1.5 to 2.0
2. Rotating shafts		
(a) Gradually applied or steady load	1.5	1.0
(b) Suddenly applied load with minor shocks only	1.5 to 2.0	1.5 to 2.0
(c) Suddenly applied load with heavy shocks	2.0 to 3.0	1.5 to 3.0

Tabel 2.12 Value of Factor Safety. [5]

<i>Material</i>	<i>Steady load</i>	<i>Live load</i>	<i>Shock load</i>
Cast iron	5 to 6	8 to 12	16 to 20
Wrought iron	4	7	10 to 15
Steel	4	8	12 to 16
Soft materials and alloys	6	9	15
Leather	9	12	15
Timber	7	10 to 15	20

$$T_e = \frac{\pi}{16} \cdot \tau \cdot d^3 \quad \text{Pers. 2.13}$$

Dimana : τ = Allowable shear stress, MPa
 d = Diameter poros, mm

Untuk menentukan *Allowable shear stress*, dapat dilakukan menggunakan persamaan 2.14.

$$\tau = \frac{S_y}{FS} \quad \text{atau} \quad \tau = \frac{S_u}{FS} \quad \text{Pers. 2.14}$$

Dimana : τ = Allowable shear stress, MPa
 S_y = Tegangan *yield* material, MPa
 S_u = Tegangan *ultimate* material, MPa
 FS = Faktor keamanan
 (Nilai FS ditunjukkan pada Tabel 2.12)

2.4 Metode Elemen Hingga (*Finite Element Methode*)

Metode elemen hingga adalah metode numerik. Dengan metode ini semua permasalahan kompleks, seperti variasi bentuk, *boundary condition*, dan beban dapat didekati atau diperkirakan sesuai kondisi riil, tapi solusi yang dihasilkan dari metode ini adalah aproksimasi (perkiraan). [7]

Dalam suatu rangkaian kesatuan, sesuatu yang tidak diketahui berjumlah tak terbatas. Prosedur metode elemen hingga mengurangi jumlah yang tak terbatas ke dalam jumlah yang terbatas dengan membagi bagian solusi ke dalam bagian kecil yang disebut elemen, dan elemen-elemen tersebut terhubung melalui nodal-nodal. Jenis-jenis elemen yang digunakan dalam metode elemen hingga adalah elemen 1 dimensi (*Truss* elemen, *Bar* element, dsb), elemen 2 dimensi (*Plane* elemen, *plate* elemen, dsb) dan elemen 3 dimensi (*Solid* elemen). Pada metode elemen hingga setiap elemen yang digunakan harus memiliki matriks kekakuan tertentu, yaitu $[k]_e$. Matriks kekakuan tersebut digunakan dalam persamaan 2.15 berikut, [7]

$$[k]_e \{ \delta \}_e = \{ F \}_e \quad \text{Pers. 2.15}$$

Dimana : $[k]_e$ = matriks kekakuan,
 $\{ \delta \}_e$ = deformasi,
 $\{ F \}_e$ = gaya.

Matriks kekakuan tiap elemen ditentukan lewat persamaan-persamaan tertentu. Langkah-langkah metode elemen hingga dalam menganalisa suatu struktur adalah sebagai berikut [8] :

1. Menentukan tipe analisa (Statik, dinamik, modal, *buckling*, *contact*, atau *thermal*)
2. Menentukan tipe elemen (2-D atau 3-D)
3. Menentukan *properties* material (E , ν , ρ , α , dsb.)

4. Menentukan nodal-nodal pada struktur
5. Membentuk elemen-elemen dengan menyambungkan nodal-nodal
6. Menentukan *boundary conditions* dan pemberian beban
7. Melakukan eksekusi agar memperoleh hasil
8. Menganalisa hasil yang diperoleh (*Displacement, Stress, Strain, Natural Frequency, Temperature*, atau *Time History*)

Penyelesaian metode elemen hingga menggunakan metode matriks. Sarana komputer diperlukan untuk menghitung persamaan ini, hal ini dikarenakan perhitungan dalam metode ini sangatlah banyak dan kompleks. Perhitungan dari seluruh sistem merupakan penyelesaian persamaan serentak yang dinyatakan dalam bentuk matriks.

2.5 Optimasi Struktur Desain (*Optimization Structural Design*)

Optimasi Struktur Desain (*Optimization Structural Design*) adalah suatu langkah optimasi desain untuk benda padat (*solid*). Tujuan dilakukan optimasi antara lain untuk [8] :

1. Mengatasi keterbatasan material
2. Mengurangi berat/*volume*
3. Mendapatkan struktur desain yang *low-cost high performance*.

Jenis optimasi dikelompokkan menjadi 3, yaitu :

1. Optimasi Ukuran (*Size Optimization*), bertujuan untuk mendapatkan desain optimal dengan mengubah variasi ukuran seperti dimensi *cross-sectional*, atau ketebalan.
2. Optimasi Bentuk (*Shape Optimization*), bertujuan untuk mendapatkan desain optimal dengan cara merubah bentuk desain yang sudah ditentukan sebelumnya.
3. *Topology*, merupakan optimasi untuk struktur satuan (*discrete*). Bertujuan untuk mencari lokasi terbaik pada bagian

struktur untuk dikurangi, dan mendapatkan bentuk geometri yang optimal.

2.6 Material

Pemilihan material untuk suatu *part* pada mesin harus memperhatikan beberapa aspek, salah satunya adalah fungsi dari *part* tersebut serta beban-beban yang terjadi. Sehingga setiap *part* yang sama mempunyai kecenderungan menggunakan material yang sama, kecuali kasus-kasus khusus yang memiliki kebutuhan khusus.

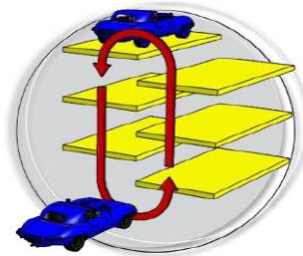
Table 2.13 menunjukkan material yang biasa digunakan untuk roda gigi secara umum, sedangkan Table 2.13 menunjukkan material yang biasa digunakan untuk poros secara umum.

Table 2.13 Properties of commonly used gear materials. [5]

<i>Material</i> (1)	<i>Condition</i> (2)	<i>Brinell hardness number</i> (3)	<i>Minimum tensile strength (N/mm²)</i> (4)
<i>Malleable cast iron</i>			
(a) White heart castings, Grade B	—	217 max.	280
(b) Black heart castings, Grade B	—	149 max.	320
<i>Cast iron</i>			
(a) Grade 20	As cast	179 min.	200
(b) Grade 25	As cast	197 min.	250
(c) Grade 35	As cast	207 min.	250
(d) Grade 35	Heat treated	300 min.	350
<i>Cast steel</i>	—	145	550
<i>Carbon steel</i>			
(a) 0.3% carbon	Normalised	143	500
(b) 0.3% carbon	Hardened and tempered	152	600
(c) 0.4% carbon	Normalised	152	580
(d) 0.4% carbon	Hardened and tempered	179	600
(e) 0.35% carbon	Normalised	201	720
(f) 0.55% carbon	Hardened and tempered	223	700

Tabel 2.14 Mechanical properties of steels used for shafts. [5]

<i>Indian standard designation</i>	<i>Ultimate tensile strength, MPa</i>	<i>Yield strength, MPa</i>
40 C 8	560 - 670	320
45 C 8	610 - 700	350
50 C 4	640 - 760	370
50 C 12	700 Min.	390

**Gambar 2.18 Operation procedure. [3]****Tabel 2.15 Car dimension. [3]**

<i>Type and specification</i>	Sedan (Honda Accord)	Hatch Back (Maruti Swift)	SUV (Hammer)
<i>Length</i>	4900 mm	3850 mm	5300 mm
<i>Width</i>	1800 mm	1695 mm	2100 mm
<i>Height</i>	1450 mm	1530 mm	1500 mm
<i>Weight</i>	1800 kg	1100 kg	3000 kg

2.7 Studi Pustaka

2.7.1 Design and Analysis of Rotary Parking System

Penelitian mengenai sistem penggerak rotary parking pernah dilakukan, seperti pada “*Design and Analysis of Rotary Automated Car Parking Sistem*” [3] oleh Prasad Pashte, Vaibhav Narkhede, Shubham Nade, Sanket More, dan Yogesh L. Maske dari RMD Sinhgad School of Engineering, Warje, Pune, India. Penelitian ini dilakukan untuk mendesain dan mengembangkan sistem parkir yang aman dimana sistem tersebut tidak akan merusak kendaraan dan sekitarnya. Rotary parkir yang akan didesain menggunakan sistem

penggerak *chain* dan *sprocket* untuk menggerakkan palet seperti pada Gambar 2.18. Dalam mendesain peneliti menggunakan asumsi sebagai berikut;

- Kapasitas : 8 mobil, atau lebih dari 8 mobil
- *Motor power* = 14 kW.
- Dimensi mobil yang tersedia ditunjukkan oleh Tabel 2.15
- *Chain rotating speed* = 6 m/min.
- *Rotating technology* - *Rotation by chain*.
- *Power* = 400 V *tri-phase*.
- *Diameter Driven Sprocket* = 2400 mm
- Jumlah gigi *driver sprocket*, $Z_1=19$

Untuk mencari variabel-variabel yang dibutuhkan dalam mendesain peneliti melakukan perhitungan matematika. Variabel-variabel yang dihasilkan dari operasi matematika antara lain :

- Kecepatan rotasi *driven sprocket*, $N_2 = 0,796$ rpm
- Beban yang harus diputar, $F = 134586,72$ N ≈ 140 kN
- Torsi yang dibutuhkan untuk memutar, $T = 168$ kN
- Daya motor yang dibutuhkan, $P = 13996,864$ kW ≈ 14 kW
- Jarak antar *center sprocket*, $C = 4500$ mm
- *Length of chain*, $L = 9040$ mm
- Kecepatan rotasi *driver sprocket*, $N_1 = 6.368$ rpm
- Jumlah gigi *Driven Sprocket* $Z_2 = 114$
- *Diameter driver sprocket*, $D_1 = 400$ mm
- Dengan $Z_1=19$, dari tabel didapat *breaking load*, $W=629,32$ kN
- Beban pada *chain*, $W = 274.50$ kN
- Faktor keamanan, $n = 2,29$

Dari perhitungan yang sudah dilakukan dapat dikatakan bahwa desain sistem penggerak bisa dikatakan aman. Pada penelitian

ini, peneliti juga menganjurkan untuk ditambahkan peralatan *safety* seperti, ketika ada pergerakan manusia dalam sistem, rotasi palet akan berhenti secara mendadak dan juga dapat ditambahkan sensor keamanan untuk mengarahkan mobil menuju tempat parkirnya (di atas palet). Sistem ini bisa dijalankan secara *full-automated* dengan menghubungkannya dengan *panel board*.

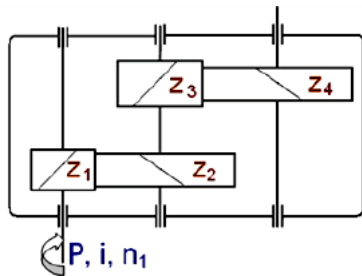
2.7.2 Modeling and Analysis Gear Box

Penelitian ini dilakukan oleh Ch. Ashok Kumar dan Puttapaka Nagaraju dari Anurag Engineering College, Telangana, India. Penelitian ini bertujuan untuk menganalisa beban-beban yang terjadi pada roda gigi pada *gearbox* melalui pemodelan dan simulasi menggunakan *software* Solidworks. Kemudian dari hasil simulasi yang didapat adalah tegangan maksimal pada gigi. *Problem statement* ditentukan oleh peneliti.

Problem statement :

Sebuah unit *helical reduction* meneruskan *input* 30 Nm, daya 12 kW dengan total reduksi 11,6. *Speed*, $N=1500$ rpm. Material *alloy steel* untuk *pinion* dan *gear*.

Helix angle untuk *helical teeth* sekitar 14° . Jumlah minimum gigi *pinion* 16. *Pinion* dan *gear* mempunyai jumlah gigi sebagai berikut, $Z_1=16$ and $Z_2=51$ pada *first stage* dan $Z_3=16$ and $Z_4=58$ pada *second stage*. Lihat gambar 2.19.



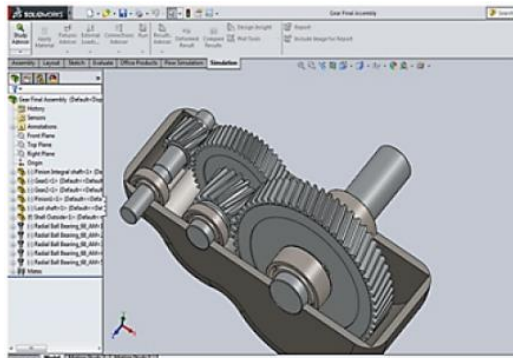
Gambar 2.19 Reducer sketch. [4]

Tabel 2.16 Geometrical parameters of first stage. [4]

symbol	Parameter	Pinion1	Gear1
m	Module	3	3
b	Face width	40	32
T	No. of teeth	16	51
α	Helix angle	14	14
D	Pitch circle diameter	48	153
	Profile	20 deg full depth involute	20 deg full depth involute

Tabel 2.17 Geometrical parameters of second stage. [4]

symbol	Parameter	Pinion2	Gear2
m	Module	4	4
b	Face width	51	40
T	No. of teeth	16	58
α	Helix ang	14	14
D	Pitch circle diameter	64	232
	Profile	20 deg full depth involute	20 deg full depth involute



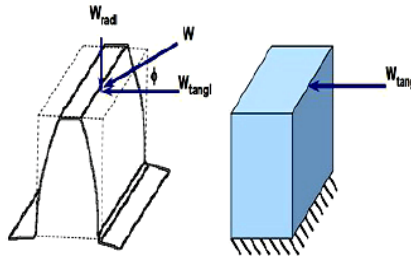
Gambar 2.20 Assembly of 2-stage reduction gear box. [4]

Tabel 2.16 dan 2.17 menunjukkan parameter-parameter roda gigi. Dari *Problem Statement* dan Gambar 2.19, dapat dihitung secara analitis rasio *gearbox transmission*, sehingga dapat diketahui :

- Rasio Z_2 dengan Z_1 , $t_1 = 3,39$
- Rasio Z_4 dengan Z_3 , $t_2 = 3,63$
- Rasio keseluruhan, $t_t = 11,58$

Selanjutnya dilakukan pembuatan model roda gigi dan simulasi. Model *gearbox* yang sudah disusun ditunjukkan pada Gambar 2.20.

Langkah selanjutnya adalah menghitung beban yang terjadi secara analitis menggunakan Persamaan Lewis. *Free-body diagram* dapat dilihat pada Gambar 2.21. Kemudian dari hasil simulasi yang divalidasi menggunakan Persamaan Lewis didapat kesimpulan sebagai berikut yang ditunjukkan pada Tabel 2.18.



Gambar 2.21 Free-body diagram gear tooth. [4]

Tabel 2.18 Stress comparison. [4]

Face width (mm)	Bending stresses Mpa (Lewis equation)	Bending stresses Mpa (static analysis)
32	9.673	9.271
33	9.376	8.963
34	9.109	8.237
35	8.842	7.645
36	8.596	7.176

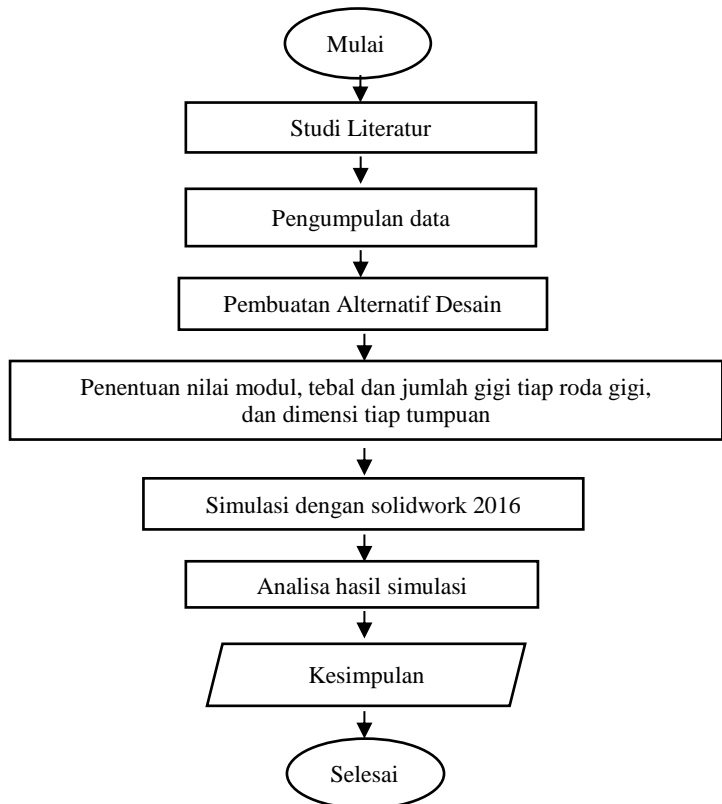
“Lembar ini sengaja dikosongkan”

BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Diagram Alir Penelitian

Sejumlah tahapan-tahapan disusun agar di dalam penyelesaian tugas akhir ini dapat dicapai tujuan yang diharapkan. Tahapan-tahapan tersebut ditunjukkan dalam bentuk diagram alir (*flowchart*) seperti Gambar 3.1.



Gambar 3.1 Flowchart penelitian

Metodologi penyusunan tugas akhir ini dimulai dengan studi literatur mengenai Sistem Penggerak Rotary Parking, membuat alternative desain, menentukan nilai modul, tebal dan jumlah gigi tiap roda gigi dan dimensi tiap tumpuan. Kemudian melakukan simulasi pengujian pada software *SolidWorks* 2016. Tahap terakhir yaitu analisa hasil simulasi dan membuat kesimpulan.

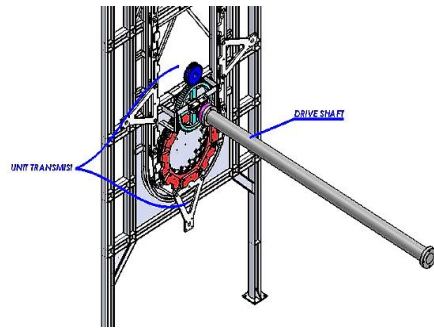
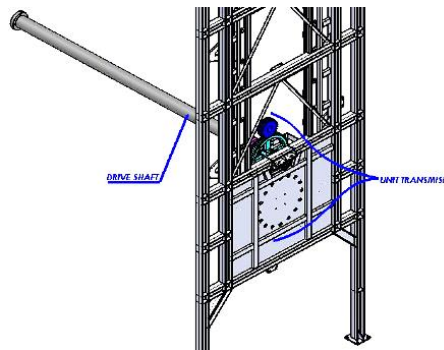
3.1.1 Studi Literatur dan Data Penelitian

Tahapan pertama yang dilakukan adalah studi literatur. Studi literatur dilakukan untuk mengetahui dasar teori yang berhubungan dengan tugas akhir ini. Tahapan selanjutnya adalah mengumpulkan data-data yang bertujuan untuk menunjang tugas akhir ini. Pengumpulan data dilakukan dengan mencari data-data melalui media cetak maupun elektronik (internet). Topik yang dibutuhkan dalam tugas akhir ini meliputi *rotary parking* dan bagian-bagiannya, dan pengujian tegangan maksimal pada sistem *rotary parking*. Data-data yang valid, seperti dimensi yang dibutuhkan *gearbox* sistem penggerak untuk menggerakkan palet pada *rotary parking* sangat dibutuhkan. Oleh karena itu, referensi-referensi dalam bentuk jurnal sangat dibutuhkan.

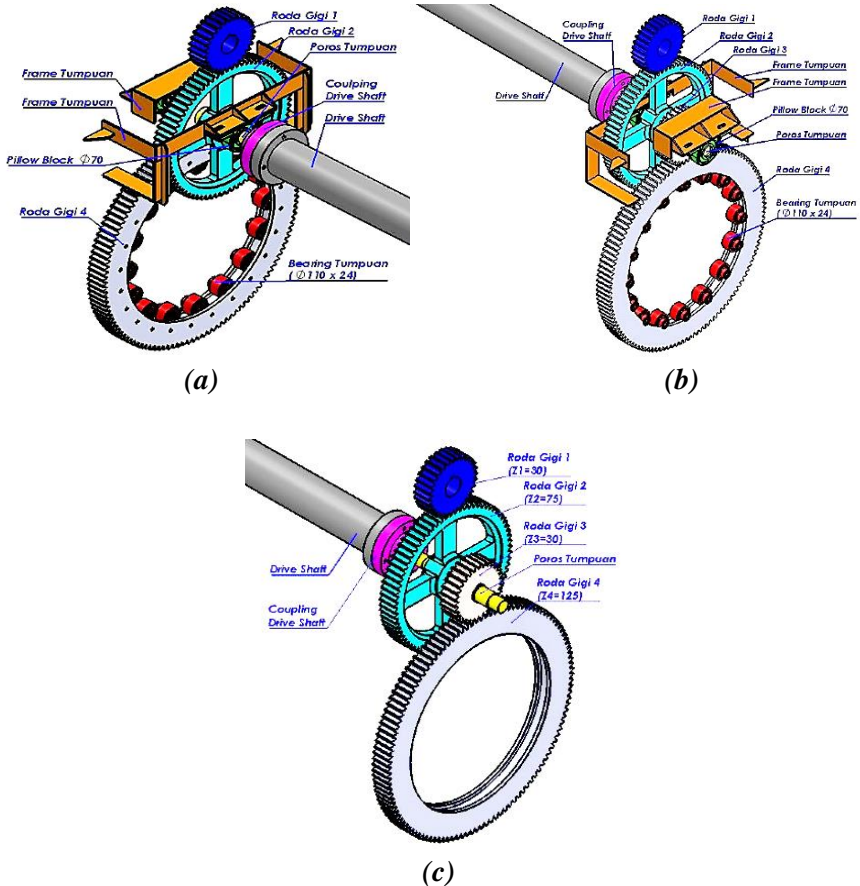
Untuk medesain ulang (redesain) *gearbox* sistem penggerak *rotary parking*, dibutuhkan data spesifikasi kondisi awal (*existing*). Spesifikasi awal sistem penggerak *rotary parking* dapat dilihat pada Table 3.1. Gambar unit sistem penggerak dapat dilihat pada Gambar 3.2, sedangkan untuk gambar detail dan nama bagian dapat dilihat pada Gambar 3.3. Spesifikasi dan dimensi umum dari roda gigi dan tumpuan sistem penggerak *rotary parking* ditunjukkan pada Gambar 3.4. Dimensi dari roda gigi 3 sama dengan roda gigi 1 seperti pada Gambar 3.3(a). Spesifikasi dan dimensi ini merupakan desain kondisi awal dari sistem penggerak *rotary parking* yang sudah dibuat dan beroperasi.

Table 3.1 Spesifikasi Awal Rotary Parking. [2]

Jumlah Mobil	Kecepatan rotasi <i>chain</i>	Waktu	Daya motor yang digunakan
(buah)	(m/min)	(menit)	(kW)
6	4	2	5
10	4	3.5	7.5
14	4	4.25	10
16	4	5	10
20	4	6.25	15

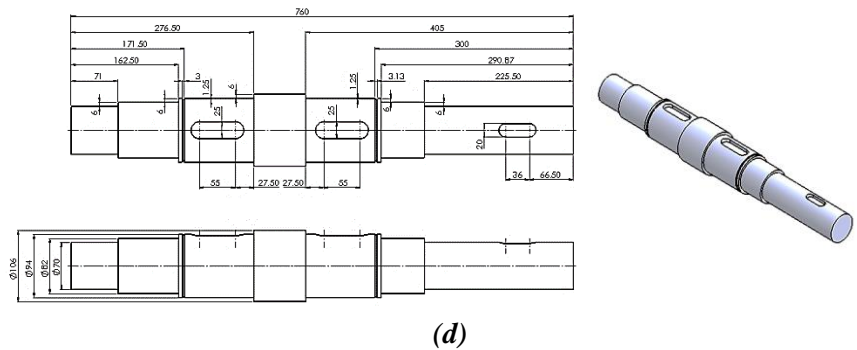
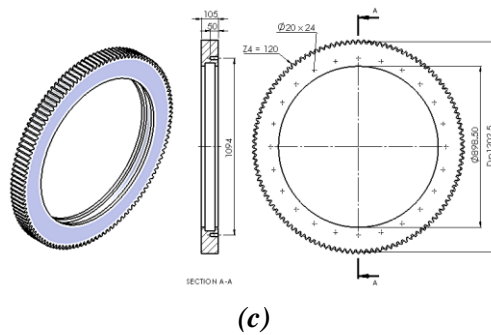
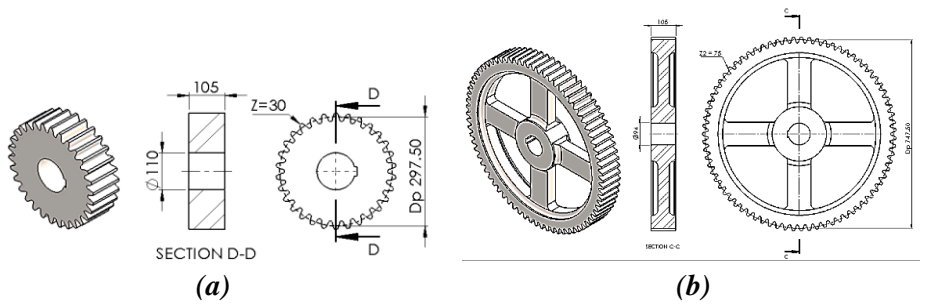
**(a)****(b)**

Gambar 3.2 Existing Drive System dari pandangan [2]:
(a) Depan ; (b) Belakang



Gambar 3.3 Detail [2]:

- (a) Drive System dari pandangan depan;**
- (b) Drive System dari pandangan belakang;**
- (c) Drive System tanpa Frame Tumpuan**



Gambar 3.4 Dimensi [2]:

**(a) Roda Gigi 1; (b) Roda Gigi 2; (c) Roda Gigi 4;
(d) Poros Tumpuan**

3.1.2 Perancangan

Perancangan awal yang tepat menjadikan penelitian lebih efektif dan efisien. Maka dari itu, penggambaran model awal penelitian diperlukan. Pada penelitian ini, redesain akan dilakukan dengan 2 variasi desain, yaitu desain alternatif 1 dan desain alternatif 2. Tetapi karena penelitian ini adalah tentang bagaimana mendesain ulang (Redesain) maka pembahasan mengenai kondisi awal tidak bisa diabaikan.

1. Kondisi Awal (*Existing*)

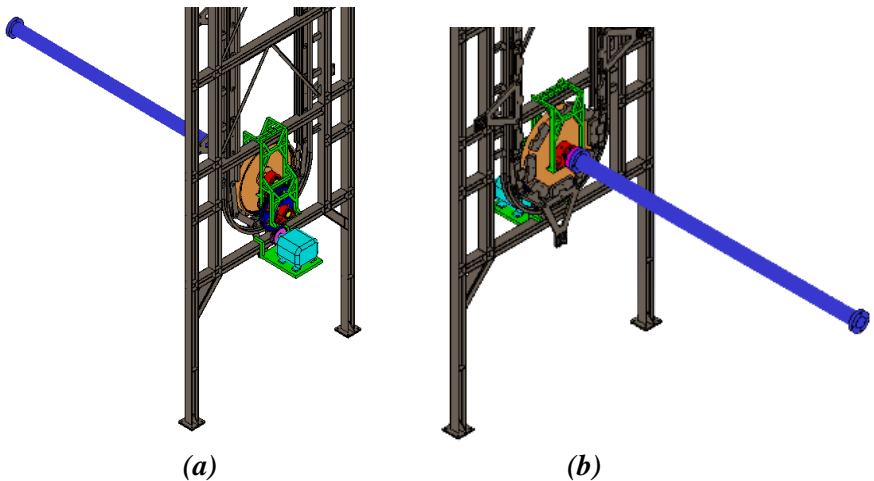
Berdasarkan Gambar 3.2 dan 3.3, dapat diketahui bahwa *gearbox* sistem penggerak menggunakan 4 buah roda gigi dengan modul 10 dan tebal gigi 105 mm. Keempat roda gigi tersebut yaitu : Roda Gigi 1 (spesifikasi lihat Gambar 3.4(a)) ; Roda Gigi 2 (spesifikasi lihat Gambar 3.4(b)); Roda Gigi 4, (spesifikasi lihat Gambar 3.4(c)). Semua roda gigi ini mempunyai *pressure angel* 20° , dengan sistem 20° *Full-Depth Involute Gear*, dan rasio putaran yang dihasilkan sebesar 1:10 [2]. Dari Gambar 3.2 dan 3.3 juga bisa diketahui bahwa semua roda merupakan *external gear* sehingga, sebagai contoh, ketika roda gigi 4 akan dipasangkan dengan roda gigi 3, maka harus ada jarak sebesar jari-jari roda gigi 4 ditambah jari-jari roda gigi 3. Syarat jarak tersebut mengakibatkan pemakaian *external gear* akan memakan banyak tempat. Hal ini bisa dihindari jika roda gigi 4 menggunakan jenis *internal gear*.

Selain itu, ada beberapa tumpuan yang digunakan, yaitu *frame* tumpuan, tumpuan *bearing* untuk roda gigi 4 yang berjumlah 24 buah, 2 *Pillow Block* sebagai penumpu dari Poros Tumpuan, juga ada Poros Tumpuan, yang bisa dilihat pada Gambar 3.3. Untuk dimensi dari poros tumpuan dapat dilihat pada Gambar 3.4(d). Pemakaian *bearing* tumpuan sejumlah 24 buah untuk menumpu dan agar roda gigi 4 bisa ikut berputar memang bisa dikatakan kuat, tapi masalahnya adalah penempatan 24 buah *bearing* yang harus berada pada kisaran sudut yang sama bukanlah pekerjaan mudah untuk proses perancangan dan juga untuk perawatan. Untuk mengatasi masalah ini, yang dilakukan adalah mendesain ulang.

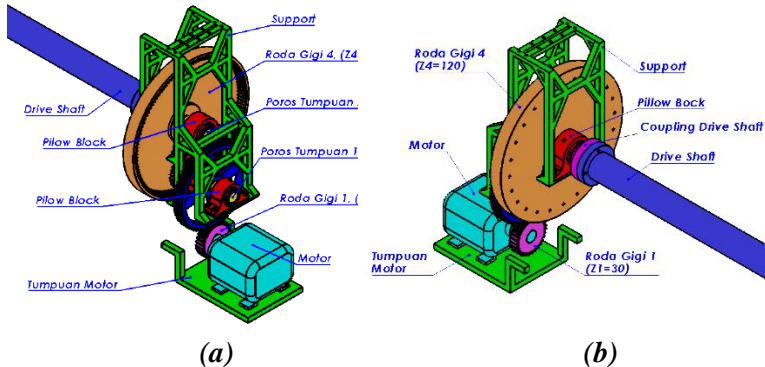
2. Desain Alternatif 1

Pada dasarnya, dimensi roda gigi pada desain alternatif 1 sama dengan desain kondisi awal. Modul roda gigi sebesar 10, tebal gigi 105 mm, besar *pressure angel* 20° dan dengan sistem 20° *Full-Depth Involute Gear*. Perbedaannya, pada desain alternative 1 roda gigi 4 menggunakan *internal gear* agar tidak terlalu banyak memakan tempat. Penggantian jenis roda gigi 4 menyebabkan desain tumpuan harus dirubah, sehingga proses desain ulang harus dilakukan.

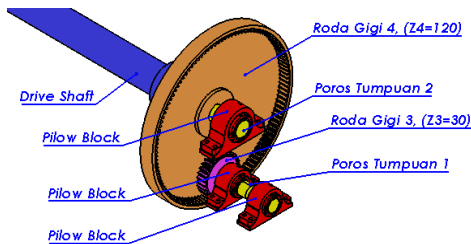
Ada beberapa tumpuan yang digunakan yaitu : poros tumpuan 1 dan 2; 4 buah *pillow block*; dan *support*. Gambar unit sistem penggerak yang menggunakan desain alternatif 1 ditunjukkan pada Gambar 3.5. Untuk gambar detail, dapat dilihat ada Gambar 3.6. Pada Gambar 3.6, ada beberapa bagian dalam yang masih belum bisa dilihat. Detail bagian dalam ditunjukkan pada Gambar 3.7.



**Gambar 3.5 Desain alternatif 1 dari pandangan :
(a) Depan; (b) Belakang**



Gambar 3.6 Detail desain alternatif 1 dari pandangan :
(a) Depan; (b) Belakang



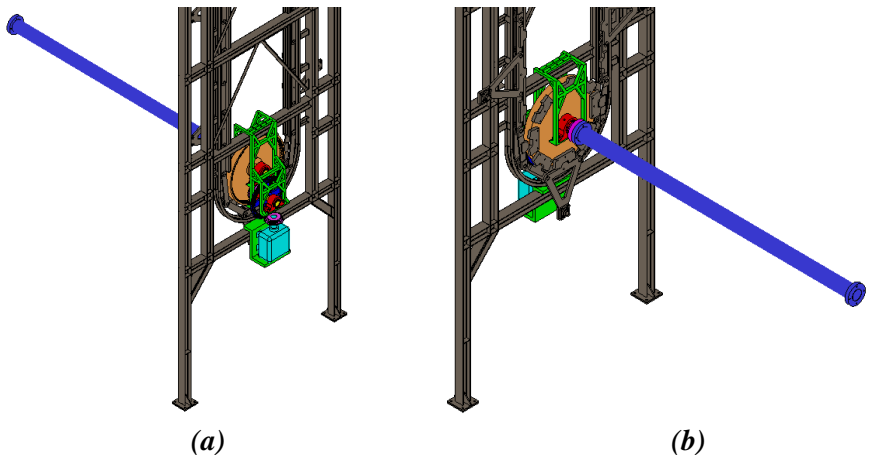
Gambar 3.7 Detail bagian dalam desain alternatif 1.

3. Desain Alternatif 2

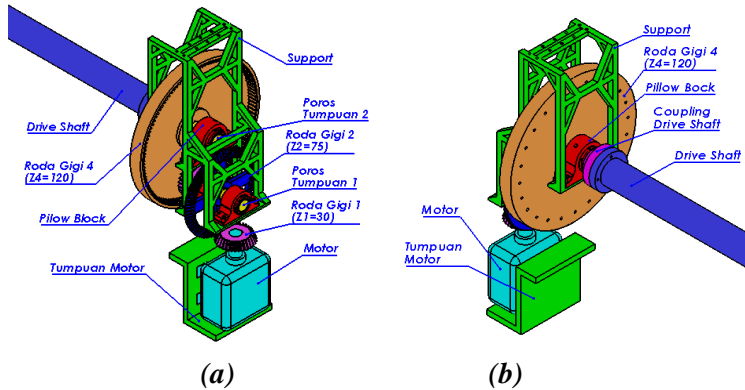
Ada sedikit perbedaan antara desain alternatif 1 dengan desain alternatif 2, yaitu pada roda gigi 1 dan roda gigi 2. Pada desain alternatif 1, keduanya menggunakan roda gigi lurus, seperti pada gambar 3.8(a) dan 3.8(b), sedangkan pada desain alternatif 2 keduanya menggunakan roda gigi kerucut yang parameter dasarnya sama dengan roda gigi lurus pada desain alternatif 1, yaitu modul roda gigi kerucut sebesar 10, tebal gigi 105 mm, besar *pressure angel* 20° dan dengan sistem 20° Full-Depth Involute Gear. Tumpuan yang digunakan pada desain alternatif 2 juga sama dengan desain alternatif 1, yaitu : poros tumpuan 1 dan 2; 4 buah *pillow block*; dan *support*. Unit sistem penggerak yang menggunakan desain alternatif 2 dapat dilihat

pada gambar 3.8, sedangkan gambar detailnya dapat dilihat pada gambar 3.9. Dari gambar 3.9, detail bagian dalam sistem penggerak masih belum bisa dilihat. Karena detail bagian dalam desain alternatif 2 sama dengan desain alternatif 1, maka detail bagian dalam dapat dilihat pada gambar 3.7.

Pada desain alternatif 2 ini, roda gigi kerucut digunakan pada roda gigi 1 dan 2. Roda gigi kerucut dipilih berdasarkan tujuan awal yaitu bagaimana desain sistem penggerak tidak terlalu memakan banyak tempat, atau konstruksi lebih sederhana. Keunggulan roda gigi kerucut dibanding roda gigi lurus antara lain getaran akibat kontak roda gigi lebih rendah, juga daya yang mampu ditransmisikan menjadi lebih besar. Untuk spesifikasi roda gigi 3 dan 4 pada desain alternatif 2 sama dengan desain alternatif 1.



Gambar 3.8 Desain alternatif 2 dari pandangan :
(a) Depan; (b) Belakang



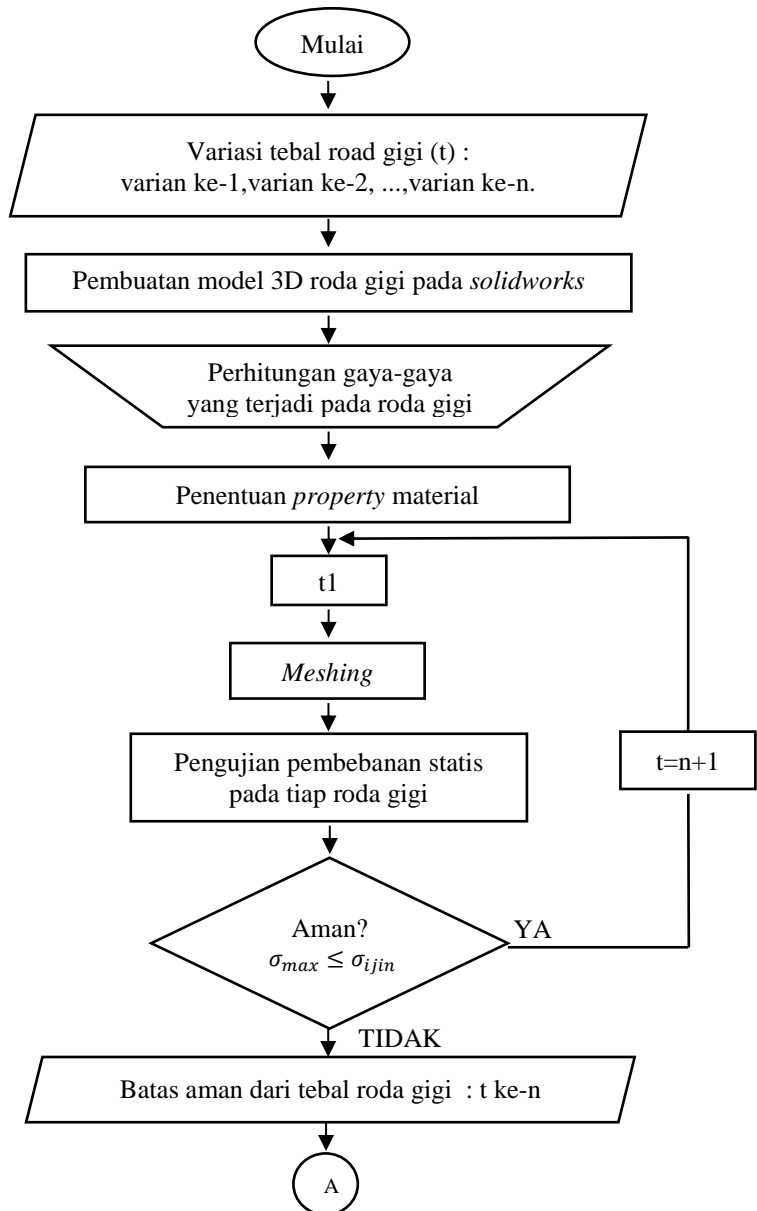
Gambar 3.9 Detail desain alternatif 2 dari pandangan :
(a) Depan; (b) Belakang

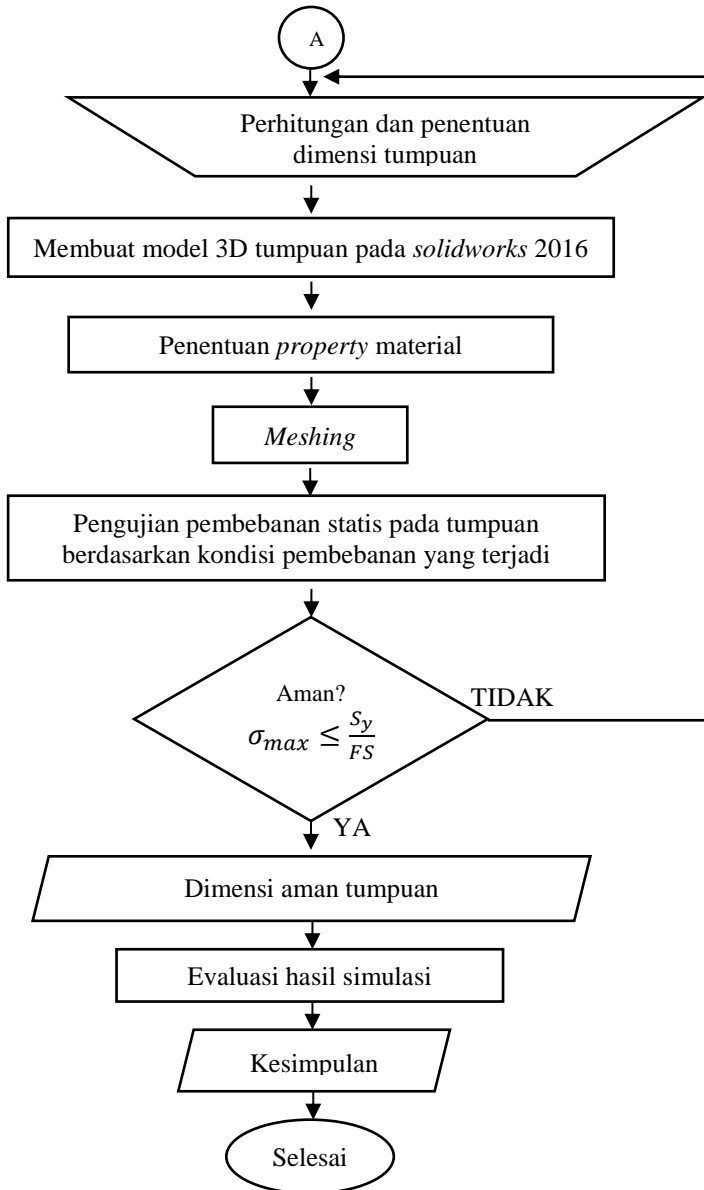
3.1.3 Simulasi

Pengujian yang hendak dilakukan dalam penelitian ini adalah simulasi pengujian pembebanan statis. Gambar 3.10 menunjukkan diagram alir simulasi. Pada tahap ini penyelesaian persoalan dengan metode elemen hingga dibagi beberapa tahap penyelesaian sebagai berikut.

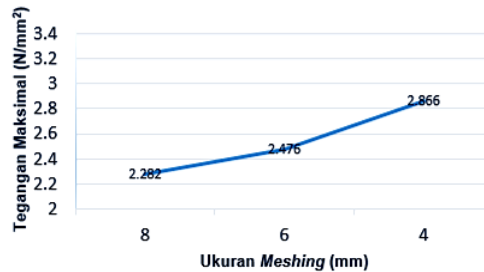
1. Tahap Pertama : Pemodelan

Langkah pertama tahap pemodelan adalah mendefinisikan parameter-parameter yang dibutuhkan untuk menggambar/membuat suatu model, serta menentukan parameter apa yang akan divariasikan sehingga didapat beberapa variasi. Variasi yang digunakan pada penelitian ini adalah variasi tebal roda gigi (t). Langkah kedua yaitu pembuatan model 3D pada *software* Solidworks 2016. Model yang akan dibuat ada dua jenis, yaitu desain alternatif 1 dan 2.





Gambar 3.10 Flowchart simulasi



Gambar 3.11 Hubungan tegangan maksimal vs ukuran meshing.

Tabel 3.2 Data meshing.

Ukuran Meshing (mm)	Jumlah Node	Jumlah Element	Tegangan Max. (MPa)
8	124693	84232	2.282
6	284924	197637	2.476
4	765056	539364	2.866

2. Tahap Kedua : Analisa Roda Gigi

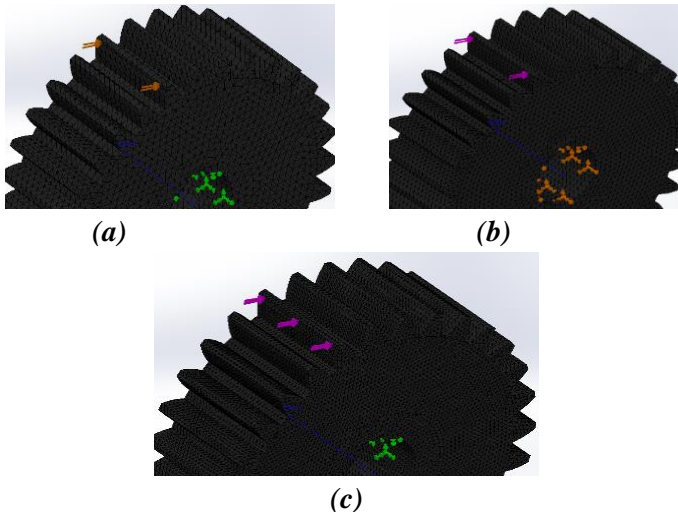
Tahap kedua dimulai dengan analisa dan perhitungan gaya-gaya yang terjadi pada roda gigi secara analitis. Setelah mengetahuinya, langkah selanjutnya adalah menentukan material yang mampu menahan beban tersebut berdasarkan referensi yang ada. kemudian simulasi pada *Solidworks*, yang terdiri dari : *input* data material ke model 3D pada *solidworks*, menentukan tumpuan pada model, memasukkan gaya-gaya yang terjadi, *meshing*, dan pengujian.

Model yang pertama disimulasikan pada *Solidworks* adalah model dengan variasi pertama, yaitu roda gigi dengan modul 10 dan tebal 105 mm. *Meshing* yang dilakukan adalah *meshing* standar karena kondisi yang akan diamati hanya pada *surface* model. Verifikasi *meshing* dilakukan dengan 2 cara. Pertama, dengan *konvergent test* yaitu kondisi dimana tidak ada perubahan yang besar pada tegangan maksimal yang terjadi seiring dengan berubahnya ukuran elemen *meshing*. Seperti yang ditunjukkan pada grafik pada Gambar 3.11. Cara verifikasi kedua adalah dengan mengamati posisi

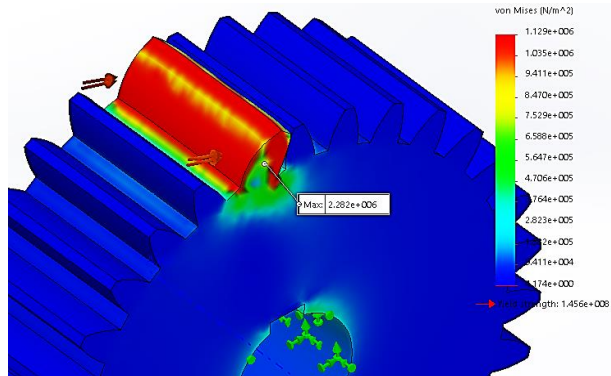
dari tegangan maksimal yang terjadi. Berdasarkan *free-body diagram* gigi pada Gambar 2.8, posisi tegangan maksimal yang akan terjadi adalah pada dasar dari gigi. *Meshing* dilakukan dengan ukuran 8 mm, 6 mm, dan 4 mm, dapat dilihat pada Gambar 3.12. Sedangkan hasil pengujian dapat dilihat pada Gambar 3.13.

Berdasarkan Gambar 2.13(c), posisi tegangan maksimal sudah pada dasar dari gigi meskipun grafik belum konvergen. Namun grafik yang dibentuk belum konvergen. Maka hasil simulasi belum bisa dikatakan valid. Hasil simulasi dikatakan valid apabila telah memenuhi kedua verifikasi tersebut.

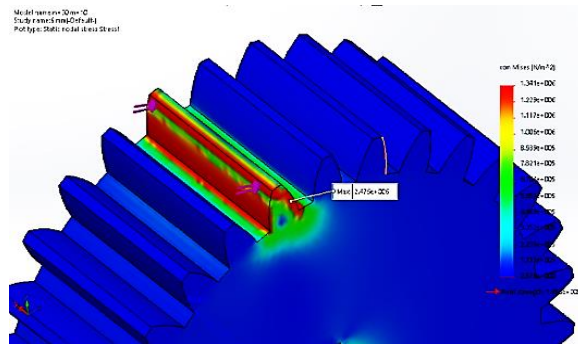
Kemudian setelah simulasi selesai dilakukan, dan syarat verifikasi simulasi sudah terpenuhi. Untuk validasi hasil simulasi yang berupa tegangan maksimal yang terjadi pada gigi dilakukan dengan membandingkannya dengan hasil perhitungan persamaan AGMA yang dilakukan secara analitis



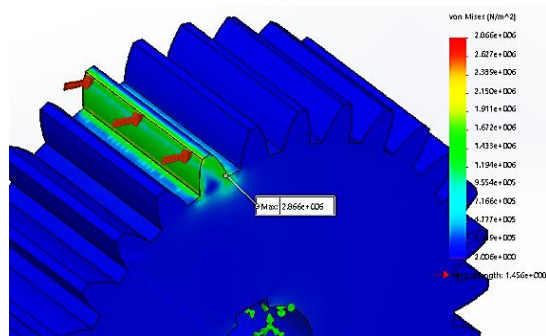
Gambar 3.12 Ukuran meshing :
(a) 8 mm; (b) 6 mm; (c) 4 mm;



(a)



(b)



(c)

Gambar 3.13 Hasil pengujian dengan ukuran meshing :
(a) 8 mm; (b) 6 mm; (c) 4 mm;

3. Tahap Ketiga : Hasil Pengujian Roda Gigi

Tahap ini terdiri dari peninjauan kembali hasil pengujian. Jika memenuhi persyaratan aman, maka pengujian diulang dengan variasi nilai tebal gigi berbeda yang lebih kecil. Hal ini terus dilakukan hingga variasi nilai tebal gigi tertentu tidak memenuhi persyaratan aman (gagal). Sehingga bisa diketahui pada nilai tebal gigi berapa roda gigi tersebut akan gagal (batas aman nilai tebal). Tebal gigi paling kecil yang masih memenuhi persyaratan aman bisa juga disebut tebal optimal roda gigi. Selanjutnya roda gigi yang dinyatakan aman dengan nilai tebal optimal digunakan untuk proses selanjutnya, yaitu penentuan nilai dimensi tumpuan. Dari proses tahap ketiga ini akan diperoleh tebal optimal dari roda gigi.

4. Tahap Keempat : Analisa Tumpuan

Seperti yang dijelaskan pada Gambar 3.10 tentang diagram alir simulasi, bahwa tebal optimal roda gigi yang sudah didapat akan digunakan sebagai *input* untuk menentukan dimensi dari poros tumpuan. Penentuan dimensi dilakukan melalui perhitungan analitis. Dari nilai dimensi tersebut selanjutnya akan dibuat model 3D, ditentukan materialnya, kemudian disimulasi. Jika tegangan maksimal yang diperoleh dari simulasi tidak melebihi tegangan ijin yang dibagi faktor keamanan ($\sigma_{\max} \leq S_y/FS$), maka poros tumpuan dinyatakan aman. Untuk *support*, model 3D yang dimensi dan jenis materialnya sudah ditentukan sebelumnya akan disimulasi untuk mendapatkan tegangan maksimal. Kemudian validasi akan dilakukan dengan membandingkan tegangan maksimal yang diperoleh dari hasil simulasi dengan perhitungan analitis. Dari proses tahap ke-empat ini akan diperoleh dimensi aman dari tumpuan.

3.1.4 Analisa Hasil Simulasi dan Kesimpulan

Hasil dari simulasi yang telah dilakukan kemudian dianalisa. Hasil tersebut hendaknya berupa tegangan maksimum yang terjadi baik pada tiap roda gigi maupun pada tiap tumpuan, batas aman nilai tebal roda gigi dan nilai dimensi aman tumpuan.

Tegangan maksimum yang terjadi pada roda gigi akan dibandingkan dengan nilai tegangan ijin material tersebut. Roda gigi dikatakan aman jika tegangan yang terjadi kurang dari atau sama dengan tegangan ijin material. Untuk tumpuan dan *support*, desain dikatakan aman jika tegangan yang terjadi kurang dari atau sama dengan tegangan ijin material yang dibagi faktor keamanan.

Batas aman nilai tebal gigi adalah tebal terkecil dari roda gigi yang masih memenuhi syarat untuk dikatakan aman. Batas aman nilai tenal roda gigi bisa juga disebut tebal optimal roda gigi. Dimensi aman tumpuan adalah nilai dimensi dari tumpuan yang sudah memenuhi persyaratan untuk dikatakan aman

3.2 Evaluasi Hasil Modifikasi dan Kesimpulan

Hasil-hasil simulasi dari *gearbox* sistem penggerak kondisi awal dan hasil desain ulang kemudian dianalisa. Dari berbagai hasil simulasi yang sudah diperoleh kemudian dipilih varian dengan hasil simulasi terbaik. Hasil simulasi dikatakan baik jika ia memiliki dimensi terkecil (untuk roda gigi) dan masih memenuhi syarat dikatakan aman.

Setelah diperoleh hasil-hasil tersebut, dilakukan perbandingan antara desain awal, desain alternatif 1, dan desain alternatif 2. Perbandingan dilakukan berdasarkan desain mana yang paling sederhana, yaitu yang memiliki jumlah bagian paling sedikit. Perbandingan juga dilakukan berdasarkan total berat dari roda gigi. Dari dua perbandingan ini akan diperoleh desain sitem penggerak yang sederhana dan ringan.

“Lembar ini sengaja dikosongkan”

BAB IV

HASIL DAN ANALISA

Setelah dilakukan analisa dan perhitungan terhadap desain awal, desain alternatif 1, dan desain alternatif 2, maka langkah selanjutnya akan dilakukan pembahasan hasil simulasi. Seperti yang dijelaskan di bab 3 pada sub-bab 3.1.1 dan 3.1.2, tebal untuk tiap roda gigi sebesar 105 mm, dan sesuai Tabel 3.1 Spesifikasi Awal maka daya motor yang digunakan sebesar 7.5 kW.

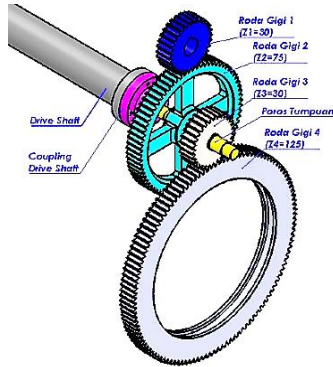
4.1 Kondisi Awal

Pada kondisi awal, untuk mempermudah mengenai nama bagian, pembahasan akan dilakukan berdasarkan gambar 4.1, dimana roda gigi 1 sebagai *pinion*. Setelah dilakukan perhitungan menggunakan persamaan 2.4, 2.5, dan 2.6, didapat beban pada tiap roda gigi yang ditunjukkan pada Tabel 4.1. Perhitungan detail dan contoh perhitungan akan disertakan pada lampiran.

Kemudian berdasarkan data beban pada Tabel 4.1, dilakukan perhitungan tegangan pada tiap roda gigi menggunakan persamaan 2.7, 2.8, 2.10, dan 2.11. Material yang digunakan pada kondisi awal adalah Steel 450. Hasil perhitungan nilai tegangan yang dilakukan secara analitis dapat dilihat pada Tabel 4.2. Perhitungan detail dan contoh perhitungan akan disertakan pada lampiran.

Tabel 4.1 Beban kondisi awal.

Roda Gigi ke-	Beban Tangensial (W_T)	Beban Normal (W_N)	Beban Radial (W_R)
	kN	kN	kN
1	20.25	21.55	7.38
2	20.25	21.55	7.38
3	50.63	53.88	18.43
4	50.63	53.88	18.43



Gambar 4.1. Kondisi awal.

Tabel 4.2 Nilai tegangan kondisi awal.

Roda Gigi Ke-	Tegangan yang Terjadi (MPa)		Tegangan Ijin (MPa)	
	σ_t	σ_c	S_{ad}	S_{ac}
1	145.789	42.86	403.481	468.85
2	145.058	27.039	403.481	468.85
3	364.473	67.768	403.481	468.85
4	360.684	33.707	403.481	468.85

Dari Tabel 4.2, bisa dilihat bahwa tegangan *bending* yang terjadi masih jauh di bawah dari tegangan ijin karena *bending*. Hal ini menunjukkan bahwa tebal roda gigi masih bisa dioptimasi. Optimasi dilakukan untuk mendapatkan dimensi tebal roda gigi yang lebih kecil namun masih aman. Dengan berkurangnya tebal roda gigi, maka massa roda gigi juga akan berkurang sehingga akan lebih ringan. Kemudian dengan bertambah ringannya semua roda gigi maka beban pada tumpuan dan motor juga akan berkurang.

Dari Tabel 4.2 juga bisa dilihat bahwa tegangan kontak yang terjadi jauh lebih kecil dibanding tegangan *bending* yang terjadi. Maka dapat diasumsikan bahwa jika roda gigi memenuhi persyaratan aman dari tegangan *bending*, maka ia juga memenuhi persyaratan aman dari tegangan kontak.

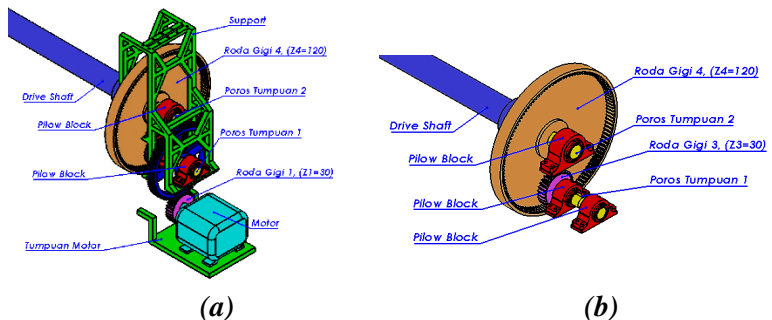
Jadi untuk selanjutnya analisa keamanan tebal roda gigi akan dilakukan berdasarkan tegangan *bending* yang terjadi.

4.2 Desain Alternatif 1

Untuk mempermudah, pembahasan akan dilakukan berdasarkan Gambar 4.2, dimana roda gigi 1 sebagai *pinion*. Selain tumpuan, perubahan desain dari kondisi awal juga dilakukan dengan mengganti roda gigi 4 dari *spur gear* menjadi *internal gear*. Untuk analisa permulaan, perhitungan dan simulasi dilakukan dengan tebal roda gigi yang sama dengan kondisi awal, yaitu sebesar 105 mm. Dari tegangan dengan tebal 105 mm kemudian akan dioptimasi dengan mengurangi ketebalan hingga batas optimal.

4.2.1 Validasi

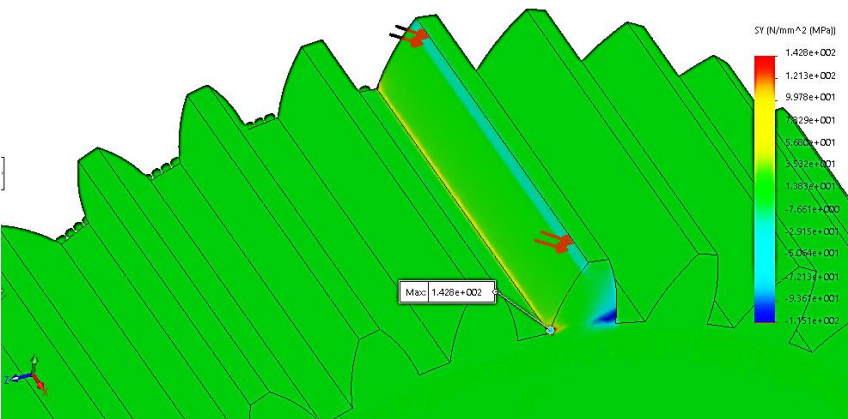
Karena daya motor yang digunakan dan tebal roda gigi masih sama dengan kondisi awal, maka beban yang terjadi juga sama, yang dapat dilihat pada Tabel 4.1. Setelah mengetahui beban pada gigi, akan dilakukan simulasi pembebanan pada gigi. Beban yang akan digunakan sebagai *input* simulasi adalah beban normal. Spesifikasi material yang digunakan dapat dilihat pada Tabel 4.3. Sedangkan gambar hasil simulasi dapat dilihat pada Gambar 4.3, 4.4, 4.5, dan 4.6.



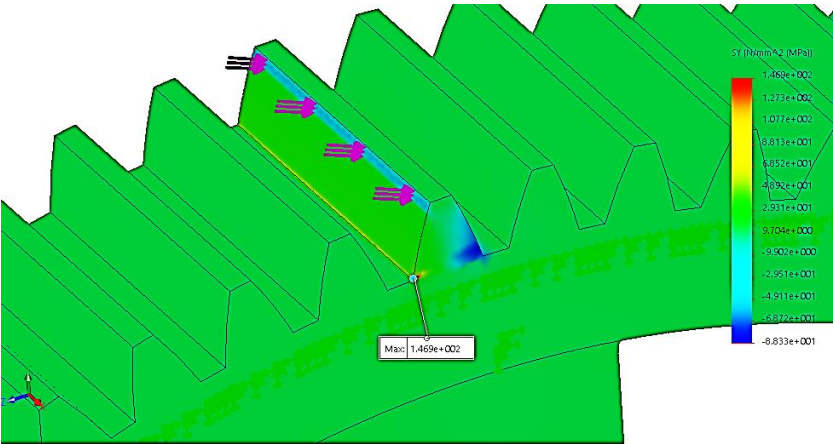
**Gambar 4.2 (a) Desain alternatif 1;
(b) Detail bagian dalam desain alternatif 1**

Tabel 4.3 Spesifikasi material.

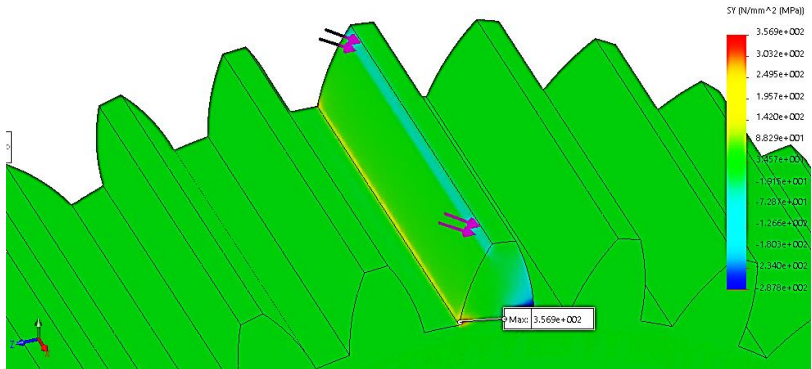
Nama	DIN 35S20 (Baja ST60)
Mass Density	7800 kg/m ³
Ultimate Tensile Stress	600 MPa
Yield Stress	380 MPa
Brinell Hardness Number (BHN)	149-201
Elastic Modulus	210000.0031 MPa
Poisson's Ratio	0.28



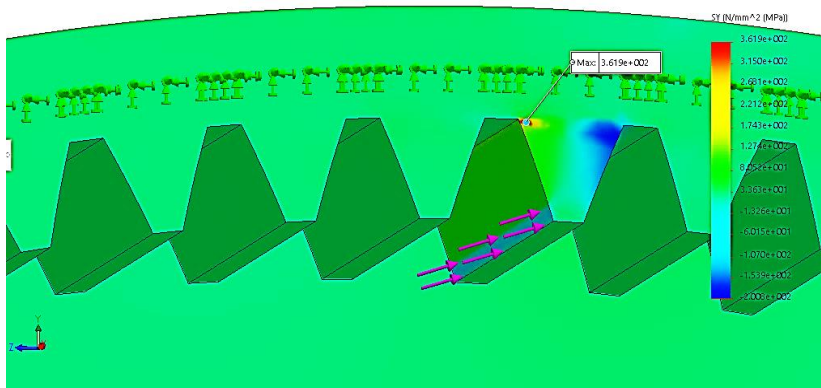
Gambar 4.3 Hasil simulasi roda gigi 1.



Gambar 4.4 Hasil simulasi roda gigi 2.



Gambar 4.5 Hasil simulasi roda gigi 3.

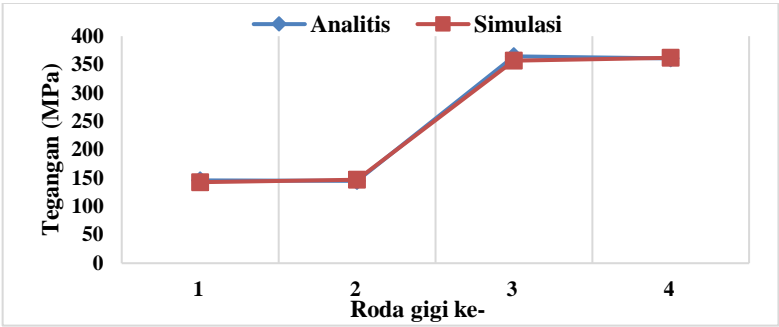


Gambar 4.6 Hasil simulasi roda gigi 4.

Setelah mendapatkan nilai tegangan hasil simulasi, langkah selanjutnya adalah validasi. Validasi dilakukan dengan cara membandingkan nilai tegangan hasil simulasi dengan nilai tegangan dari perhitungan analitis menggunakan persamaan *AGMA Bending*, yang ditunjukkan pada persamaan 2.7. Selain itu juga dilakukan perhitungan tegangan ijin material menggunakan persamaan 2.10. Nilai tegangan dari simulasi, analitis, dan tegangan ijin material dapat dilihat pada Tabel 4.4. Grafik dari Tabel 4.4 ditunjukkan oleh grafik Gambar 4.7.

Tabel 4.4 Nilai tegangan desain alternatif 1.

Roda Gigi Ke-	Tegangan yang Terjadi (MPa)		Tegangan Ijin (MPa)	Error (%)
	AGMA	Simulasi		
1	145.789	142.8	505.41	2.08
2	145.058	146.9	505.41	1.27
3	364.473	356.9	505.41	2.08
4	360.684	361.9	505.41	0.34



Gambar 4.7 Nilai tegangan roda gigi desain alternatif 1.

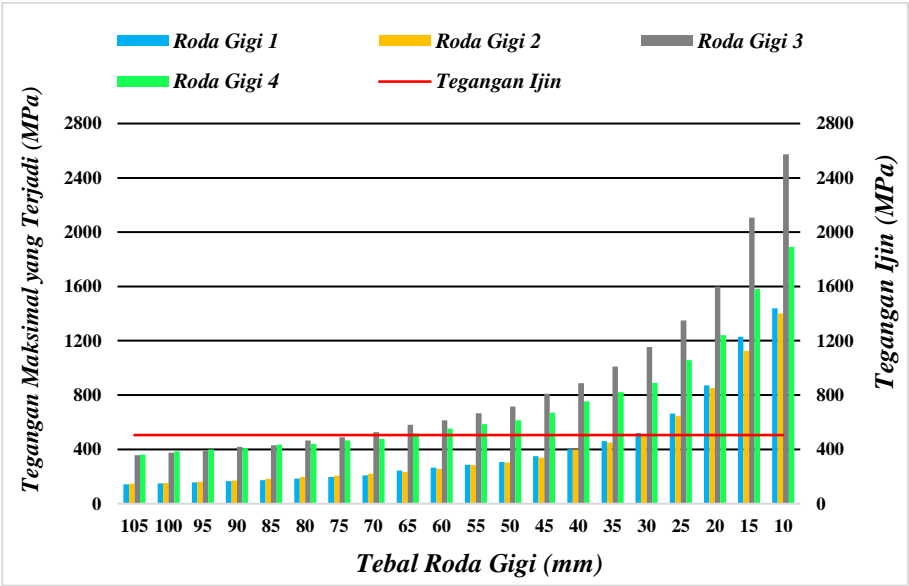
Pada Gambar 4.7 dapat dilihat grafik nilai tegangan *bending* pada desain alternatif 1, yang diperoleh dari simulasi dan dibandingkan dengan tegangan *bending* dari analitis. Secara garis besar nilai tegangan hasil simulasi memiliki *trendline* yang sama dengan hasil analitis. Nilai *error* terbesar yaitu 2.08%, pada roda gigi 1 dan 3. Nilai *error* terjadi karena dua metode pendekatan yang digunakan berbeda. Dengan demikian dapat dikatakan bahwa hasil simulasi dapat mewakili hasil analitis.

4.2.2 Optimasi

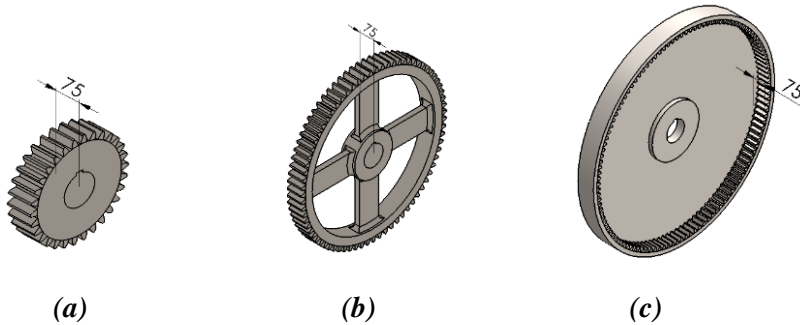
Langkah selanjutnya adalah optimasi ketebalan roda gigi. Optimasi dilakukan menggunakan *Design Study* pada *Solidworks*. Variasi yang digunakan adalah ketebalan roda gigi (t). Hasil *Design Study* berupa grafik

ditunjukkan pada Gambar 4.8. Pada Gambar 4.8, nilai tegangan ijin digambarkan dengan garis sejajar sumbu x.

Tebal roda gigi dikatakan optimal apabila memiliki tebal terkecil namun tegangan yang terjadi masih di bawah tegangan ijin. Karena roda gigi beroperasi secara berpasangan, maka tebal roda gigi dikatakan optimal ketika semua pasangan roda gigi, yaitu roda gigi 1, 2, 3, dan 4, memiliki tegangan maksimal yang masih di bawah tegangan ijin. Dari grafik pada Gambar 4.8, dapat diketahui tebal optimal roda gigi sebesar 75 mm, karena masih di bawah garis tegangan ijin.



Gambar 4.8 Hubungan tegangan maksimal dengan tebal roda gigi desain alternatif 1.



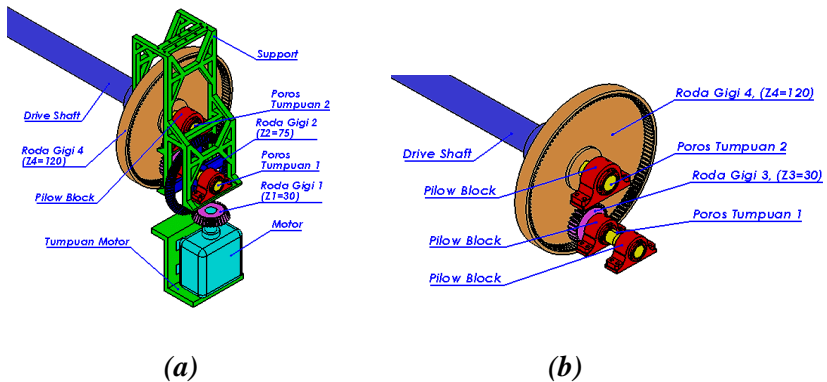
Gambar 4.9 Tebal optimal roda gigi :
(a) Roda Gigi 1 dan 3; (b) Roda Gigi 2; (c) Roda Gigi 4

4.2.3 Hasil Optimasi

Dari proses optimasi didapat tebal optimal roda gigi, yaitu masing-masing untuk roda gigi adalah 75 mm. Gambar roda gigi dengan tebal optimal ditunjukkan pada Gambar 4.9.

4.3 Desain Alternatif 2

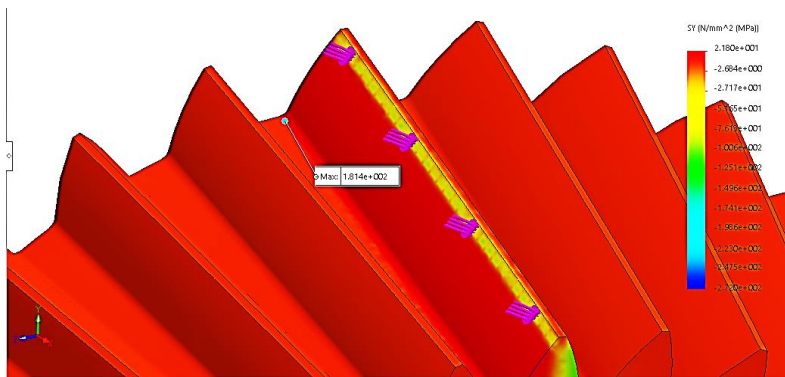
Perbedaan antara desain alternatif 1 dengan 2 ialah pada roda gigi 1 dan 2. Jika pada desain alternatif 1 menggunakan *spur gear*, maka pada desain alternatif 2 menggunakan *bevel gear*. Untuk mempermudah, pembahasan akan dilakukan berdasarkan Gambar 4.10, dimana roda gigi 1 sebagai *pinion*. Langkah perhitungan dan analisa dilakukan sama dengan desain alternatif 1, yaitu dimulai dari roda gigi dengan tebal 105 mm. Dari tegangan dengan tebal 105 mm kemudian akan dioptimasi dengan mengurangi ketebalan hingga batas optimal. Material yang digunakan sama dengan desain alternatif 1.



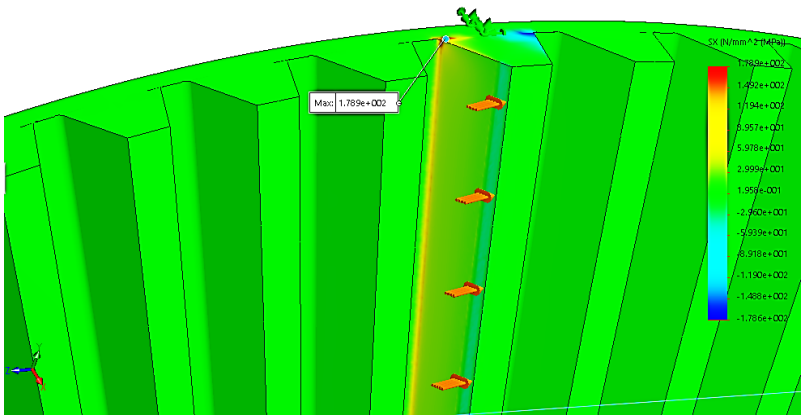
**Gambar 4.10 (a) Desain alternatif 2;
(b) Detail bagian dalam desain alternatif 2**

4.3.1 Validasi

Karena daya motor yang digunakan dan tebal roda gigi masih sama dengan kondisi awal, maka beban yang terjadi juga sama, yang dapat dilihat pada Tabel 4.1. Setelah mengetahui beban pada gigi, akan dilakukan simulasi pembebanan pada gigi. Beban yang akan digunakan sebagai *input* simulasi adalah beban normal. Spesifikasi material yang digunakan dapat dilihat pada Tabel 4.3. Sedangkan gambar hasil simulasi dapat dilihat pada Gambar 4.11 dan 4.12.



Gambar 4.11 Hasil simulasi roda gigi 1.

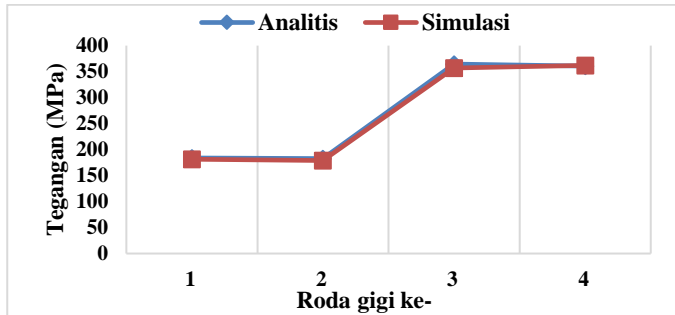


Gambar 4.12 Hasil simulasi roda gigi.

Setelah mendapatkan nilai tegangan hasil simulasi, langkah selanjutnya adalah validasi. Validasi dilakukan dengan cara membandingkan nilai tegangan hasil simulasi dengan nilai tegangan dari perhitungan analitis menggunakan persamaan AGMA *Bending*, yang ditunjukkan pada persamaan 2.7. Selain itu juga dilakukan perhitungan tegangan ijin material menggunakan persamaan 2.10. Nilai tegangan dari simulasi, analitis, dan tegangan ijin material dapat dilihat pada Tabel 4.6. Grafik dari Tabel 4.6 ditunjukkan pada Gambar 4.13.

Tabel 4.5 Nilai tegangan desain alternatif 2.

Roda Gigi Ke-	Tegangan yang Terjadi (MPa)		Tegangan Ijin (MPa)	Error (%)
	AGMA	Simulasi		
1	183.597	181.4	505.41	1.20
2	182.676	178.9	505.41	2.07
3	364.473	356.9	505.41	2.08
4	360.684	361.9	505.41	0.34



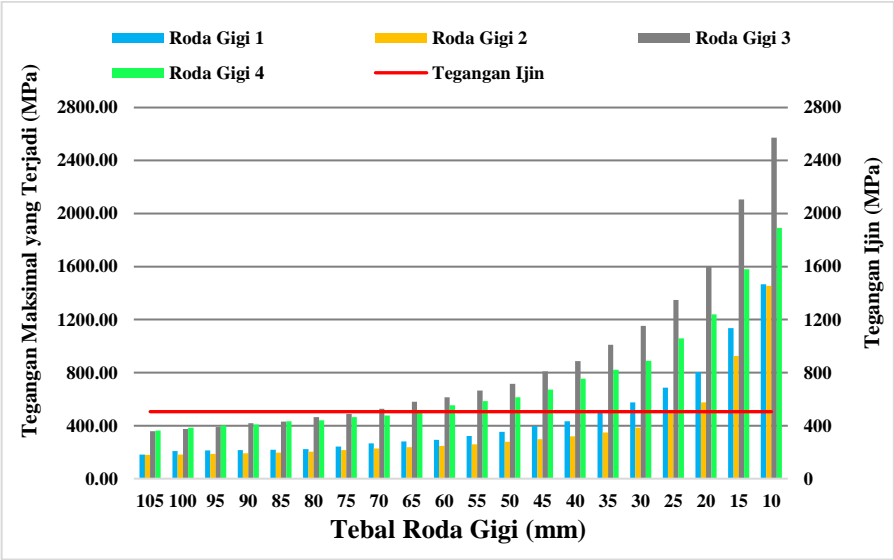
Gambar 4.13 Nilai tegangan roda gigi desain alternatif 2.

Pada Gambar 4.13 dapat dilihat grafik nilai tegangan *bending* dari simulasi dibandingkan tegangan *bending* dari analitis. Secara garis besar nilai tegangan hasil simulasi memiliki *trendline* yang sama dengan hasil analitis. Nilai *error* terbesar yaitu 2.08%, pada roda gigi 3. Nilai *error* terjadi karena dua metode pendekatan yang digunakan berbeda. Dengan demikian dapat dikatakan bahwa hasil simulasi dapat mewakili hasil analitis.

4.3.2 Optimasi

Langkah selanjutnya adalah optimasi ketebalan roda gigi. Optimasi dilakukan menggunakan *Design Study* pada *Solidworks*. Variasi yang digunakan adalah ketebalan roda gigi (t). Hasil *Design Study* berupa grafik ditunjukkan pada Gambar 4.14. Pada Gambar 4.8, nilai tegangan ijin digambarkan dengan garis sejajar sumbu x.

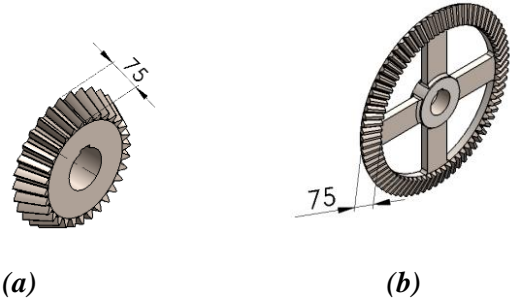
Tebal roda gigi dikatakan optimal apabila memiliki tebal terkecil namun tegangan yang terjadi masih di bawah tegangan ijin. Karena roda gigi beroperasi secara berpasangan, maka tebal roda gigi dikatakan optimal ketika semua pasangan roda gigi, yaitu roda gigi 1, 2, 3, dan 4, memiliki tegangan maksimal yang masih di bawah tegangan ijin. Dari grafik pada Gambar 4.14, dapat diketahui tebal optimal roda gigi sebesar 75 mm, karena masih di bawah garis tegangan ijin.



Gambar 4.14 Hubungan tegangan maksimal dengan tebal roda gigi desain alternatif 2.

4.3.3 Hasil Optimasi

Dari proses optimasi didapat tebal optimal roda gigi, yaitu masing-masing untuk roda gigi adalah 75 mm. Gambar roda gigi dengan tebal optimal untuk roda gigi 1 dan 2 ditunjukkan pada Gambar 4.14.



Gambar 4.15 Tebal optimal roda gigi : (a) Roda Gigi 1; (b) Roda Gigi 2.

4.4 Poros Tumpuan

Setelah tebal roda gigi optimal sudah diketahui langkah selanjutnya adalah mendesain poros tumpuan. Tujuan dari proses desain ini adalah untuk mendapatkan dimensi aman dari poros.

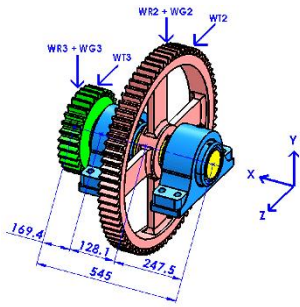
4.4.1 Poros Tumpuan 1

Poros tumpuan 1, seperti yang ditunjukkan oleh Gambar 4.2 atau 4.10, sebagai tumpuan dari roda gigi 3 dan 2 yang diletakkan pada *bearing* sebagai tumpuan poros. Untuk memudahkan analisa, perhitungan akan dilakukan berdasarkan *free-body diagram* yang ditunjukkan oleh Gambar 4.16.

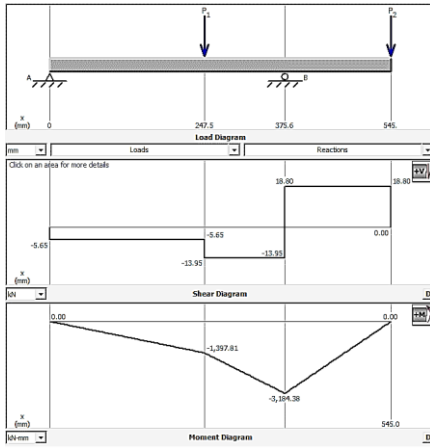
Berdasarkan Tabel 4.1, maka diperoleh parameter beban tangensial, beban normal dan beban radial. Kemudian beban dari massa roda gigi optimal dapat diketahui dengan menggunakan *Solidworks*. Berat optimal roda gigi 2 dan 3 ditunjukkan pada Tabel 4.6. Material yang digunakan untuk poros sama dengan roda gigi, yang spesifikasinya ditunjukkan oleh Tabel 4.3.

Tabel 4.6 Berat roda gigi optimal dan hasil perhitungan torsi.

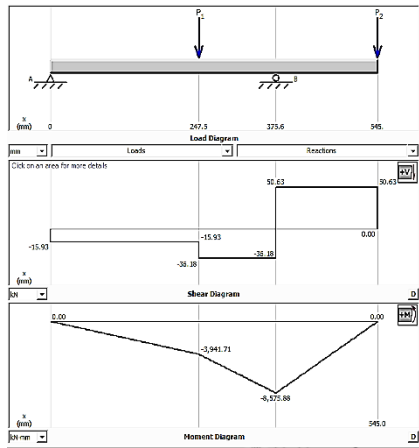
Roda Gigi Ke-	Massa		Torsi
	Kg	N	kN.mm
2	94.65	928.52	7568.44
3	37.83	371.12	7530.47



Gambar 4.16 Free-body diagram poros tumpuan 1.



(a)



(b)

Gambar 4.17 Diagram gaya geser dan momen bending :
(a) Bidang XY; (b) Bidang XZ

1. Analisa

Langkah pertama adalah menghitung reaksi tumpuan dengan syarat $\Sigma M=0$ dan $\Sigma F=0$ untuk menggambar diagram momen. Mengingat bahwa poros yang didesain adalah poros *step*, maka diagram momen dibutuhkan untuk mengetahui posisi titik kritis, yaitu titik dimana momen *bending* maksimal terjadi. Perhitungan dilakukan dengan bantuan *software MDSolid*, yang hasilnya berupa diagram gaya geser dan momen *bending* ditunjukkan pada Gambar 4.17.

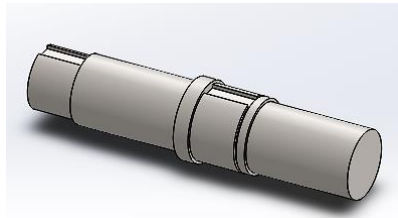
Dari Gambar 4.17 dapat diketahui bahwa titik kritis berada pada titik tumpuan B, karena terkena momen *bending* sebesar 3184.38 kN.mm pada bidang XY dan 8575.88 kN.mm pada bidang XZ. Sehingga dengan menggunakan persamaan 4.1 dapat diketahui nilai momen total.

$$M_a = \sqrt{(M_{XY})^2 + (M_{XZ})^2} \quad \text{Pers. 4.1}$$

$$M_a = \sqrt{(3184.38)^2 + (8575.88)^2} = 9148.01 \text{ kN.mm}$$

Tabel 4.7 Hasil perhitungan poros tumpuan 1.

Tegangan yield (MPa)	380
FS	4
τ (MPa)	95
Te (kN.mm)	23745.93
D (mm)	108.4 \approx 110



Gambar 4.18 Poros tumpuan 1.

Kemudian berdasarkan hasil perhitungan torsi roda gigi yang juga ditunjukkan oleh Tabel 4.6, torsi maksimal terjadi pada roda gigi 2 yaitu sebesar 7568.44 kN.mm. Maka dengan persamaan 2.12 dapat diketahui nilai torsi ekivaen. Kemudian menggunakan persamaan 2.13 dapat diketahui dimensi aman dari poros da titik kritis. Hasil perhitungan ditunjukkan pada Tabel 4.7. Detail perhitungan akan disertakan pada lampiran.

Dapat dilihat pada Tabel 4.9, hasil perhitungan diameter poros adalah 108.4 mm, kemudian dibulatkan menjadi 110 mm. Hal ini dilakukan bukan hanya untuk mempermudah pembuatan poros, tapi juga menyesuaikan dengan ukuran diameter *bearing* yang tersedia di pasaran. Gambar poros tumpuan 1 ditunjukkan pada Gambar 4.18.

2. Simulasi

Langkah selanjutnya setelah dimensi aman tumpuan didapat adalah simulasi berdasarkan *free-body diagram* pada Gambar 4.16. Simulasi dilakukan sebagai validasi. Gambar hasil simulasi ditunjukkan pada Gambar 4.19. Dari Gambar 4.19, dapat diketahui bahwa tegangan yang terjadi sebesar 93.09 MPa, yang masih lebih kecil dibanding tegangan ijin yaitu 95

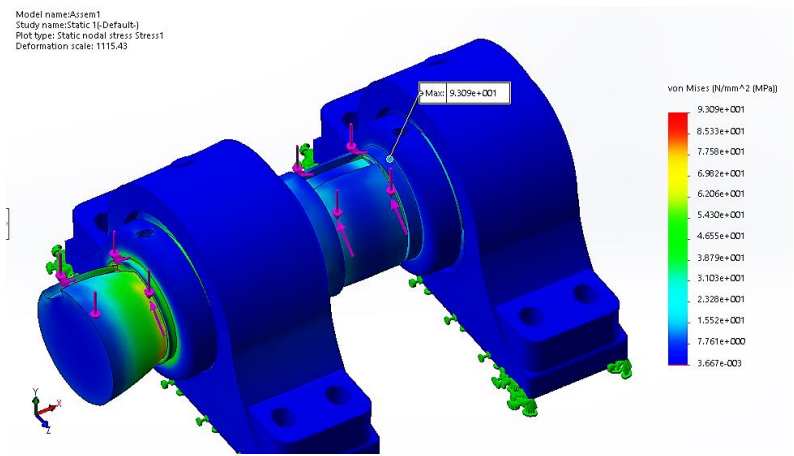
MPa. Jadi dapat dikatakan bahwa poros tumpuan dengan dimensi 110 mm aman dengan simulasi yang mempunyai *error* sebesar 2.01%.

4.4.2 Poros Tumpuan 2

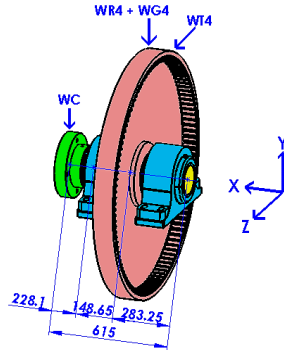
Poros tumpuan 2, seperti yang ditunjukkan oleh Gambar 4.2 atau 4.10, sebagai tumpuan dari roda gigi 4 dan *Coupling* yang diletakkan pada *bearing* sebagai tumpuan poros. Untuk memudahkan analisa, perhitungan akan dilakukan berdasarkan *free-body diagram* yang ditunjukkan oleh Gambar 4.20.

1. Analisa

Proses yang dilakukan untuk menentukan dimensi poros tumpuan 2 sama dengan proses yang digunakan untuk menentukan poros tumpuan 1. Materialnya pun juga sama. Maka berat optimal roda gigi 4 dan *coupling* ditunjukkan pada Tabel. 4.8. Hasil perhitungan reaksi tumpuan ditunjukkan pada Gambar 4.21.



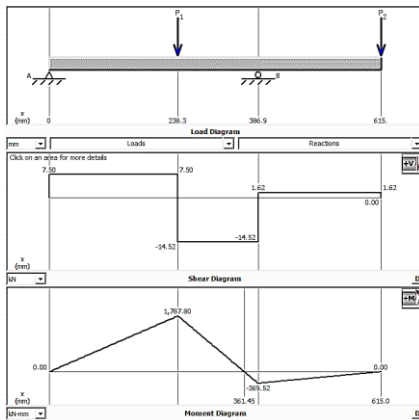
Gambar 4.19 Hasil simulasi poros tumpuan 1.



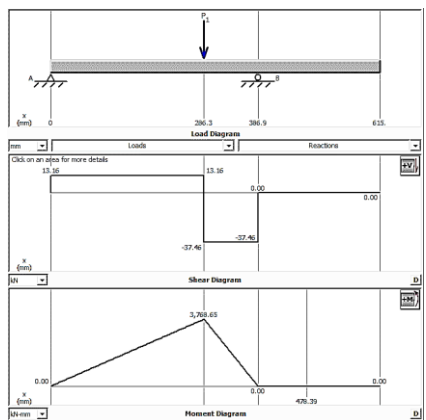
Gambar 4.20 Free-body diagram poros tumpuan 2.

Tabel 4.8 Berat roda gigi optimal dan hasil perhitungan torsi.

Nama Bagian	Massa		Torsi
	Kg	N	kN.mm
Roda Gigi 4	366.07	3591.15	30438.29
Coupling	164.12	1610.02	265.66



(a)



(b)

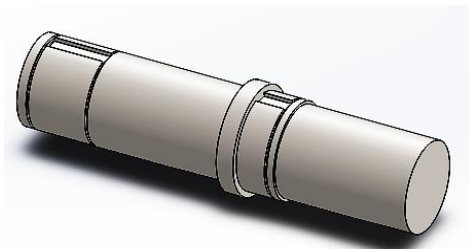
**Gambar 4.21 Diagram gaya geser dan momen bending :
(a) Bidang XY; (b) Bidang XZ**

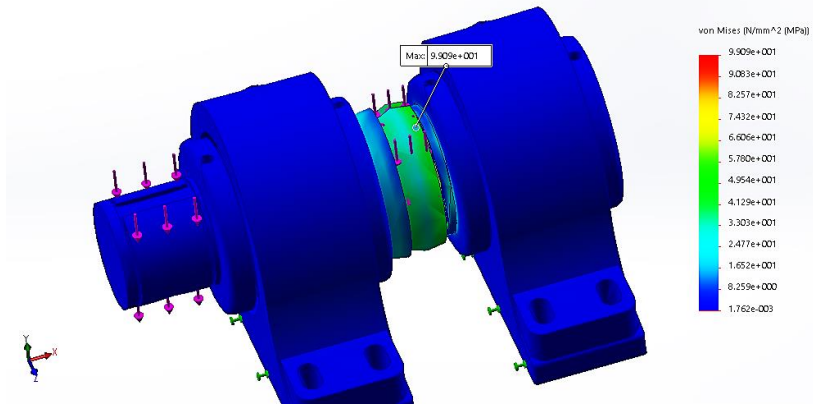
Tabel 4.9 Hasil perhitungan poros tumpuan 2.

Tegangan yield (MPa)	380
FS	4
τ (MPa)	95
Te (N.mm)	61445.52
D (mm)	148.82 \approx 150

Dari Gambar 4.21 dapat diketahui bahwa titik kritis berada pada titik gaya P1, karena menghasilkan momen *bending* sebesar 1787.8 kN.mm pada bidang XY dan 3768.65 kN.mm pada bidang XZ. Sehingga dengan menggunakan persamaan 4.1 diketahui nilai momen total sebesar 4171.21 kN.mm. Kemudian berdasarkan hasil perhitungan torsi yang juga ditunjukkan oleh Tabel 4.8, torsi maksimal terjadi pada roda gigi 4 yaitu sebesar 30438.29 kN.mm. Maka dengan persamaan 2.12 dapat diketahui nilai torsi ekivaen. Kemudian menggunakan persamaan 2.13 dapat diketahui dimensi aman dari poros pada titik kritis. Hasil perhitungan ditunjukkan pada Tabel 4.9. Detail perhitungan akan disertakan pada lampiran.

Dapat dilihat pada Tabel 4.9, hasil perhitungan diameter poros adalah 148.82 mm, kemudian dibulatkan menjadi 150 mm. Hal ini dilakukan bukan hanya untuk mempermudah pembuatan poros, tapi juga menyesuaikan dengan ukuran diameter *bearing* yang tersedia di pasaran. Gambar poros tumpuan 2 ditunjukkan pada Gambar 4.22.

**Gambar 4.22 Poros tumpuan 2.**



Gambar 4.23 Hasil simulasi poros tumpuan 2.

2. Simulasi

Langkah selanjutnya setelah dimensi aman tumpuan didapat adalah simulasi berdasarkan *free-body diagram* pada Gambar 4.20. Simulasi dilakukan sebagai validasi. Gambar hasil simulasi ditunjukkan pada Gambar 4.23. Dari Gambar 4.21, dapat diketahui bahwa tegangan yang terjadi sebesar 99.09 MPa. Meskipun tegangan hasil simulasi lebih besar dibanding tegangan ijin yaitu 95 MPa, poros tumpuan dengan dimensi 150 mm bisa dikatakan aman dengan catatan bahwa *error* simulasi sebesar 4.3%.

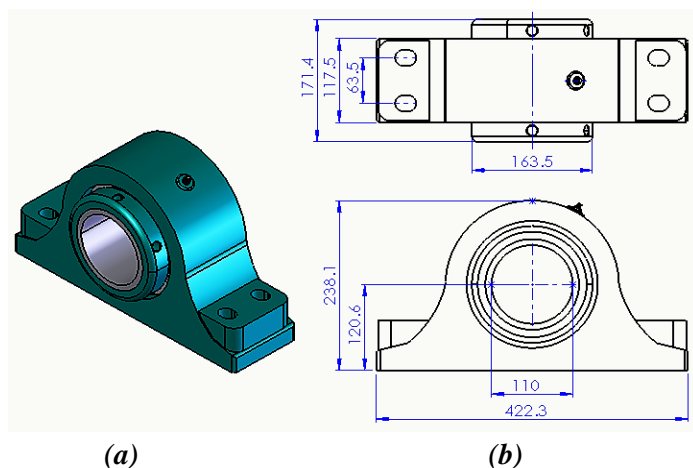
4.5 *Bearing dan Support*

4.5.1 *Bearing*

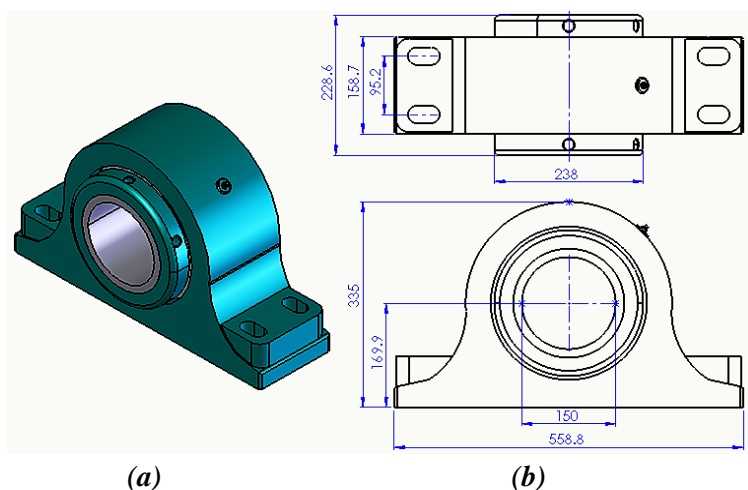
Bearing berfungsi sebagai penopang poros tumpuan. *Bearing* yang akan digunakan adalah *bearing* jenis *pillow block*. Berdasarkan diameter poros tumpuan yang sudah didapat, maka diameter *pillow block* untuk poros tumpuan 1 ditentukan sebesar 110 mm. Sedangkan untuk poros tumpuan 2 sebesar 150 mm.

Setelah melakukan pengecekan pada katalog *pillow block*, untuk *pillow block* dengan diameter poros 110 mm dan 150 mm tersedia, yang ditunjukkan pada Gambar 4.24 dan 4.25. *Pillow block* yang digunakan

adalah *pillow block* merk Baldor tipe E, dengan nomor 023633 untuk poros tumpuan 1, dan nomor 023638 untuk poros tumpuan 2.



Gambar 4.24 Bearing untuk poros tumpuan 1 : (a) 3D; (b) 2D



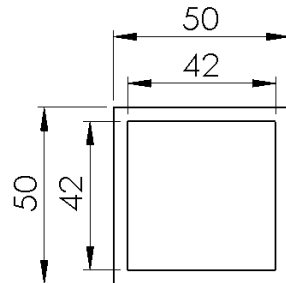
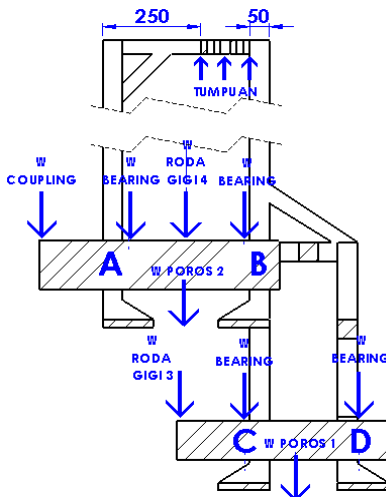
Gambar 4.25 Bearing untuk poros tumpuan 2: (a) 3D ; (b) 2D

4.5.2 Support

Seperti yang ditunjukkan pada Gambar 4.2 atau 4.10, *support* berfungsi menopang seluruh sistem penggerak. Analisa *support* dilakukan untuk mengetahui desain *support* yang sudah ditentukan aman atau tidak. Untuk mempermudah analisa, pembahasan akan dilakukan berdasarkan *free-body diagram* yang ditunjukkan oleh Gambar 4.26.

Langkah awal adalah analisa beban-beban yang bekerja. Daftar beban ditunjukkan pada Tabel 4.10. Setelah dilakukan perhitungan beban berdasarkan Gambar 4.26, didapat beban pada titik A, B, C, dan D, yang ditunjukkan pada Tabel 4.11. Beban ini selanjutnya akan dijadikan *input* untuk simulasi pembebanan pada *solidworks*.

Material yang digunakan untuk *support* ini adalah profil kotak berlubang, yang spesifikasinya ditunjukkan pada Tabel 4.12. Sedangkan gambar ukuran profil kotak yang digunakan adalah 50x50x4, yang ditunjukkan pada Gambar 4.27.



Gambar 4.27 Dimensi profil kotak berlubang.

Gambar 4.26 Free-body diagram support.

Tabel 4.10 Daftar Beban.

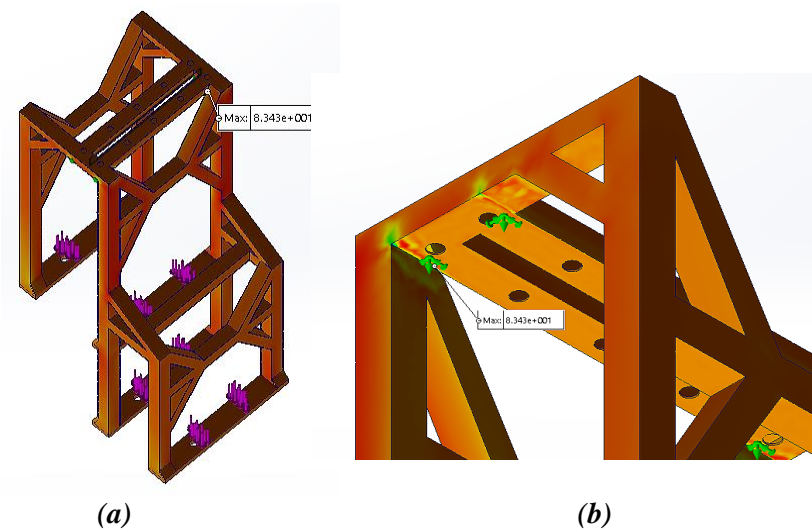
Bagian yang ditopang	Massa
	Kg
Coupling	164.12
Bearing 1	37.37
Bearing 2	67.54
Roda Gigi 4	366.07
Poros Tumpuan 2	58.87
Roda Gigi 3	37.82
Roda Gigi 2	94.65
Poros Tumpuan 1	33.38

Tabel 4.11 Beban pada Titik A, B, C, dan D.

Beban titik A (N)	3551.907
Beban titik B (N)	3551.907
Beban titik C (N)	1180.143
Beban titik D (N)	1180.143

Tabel 4.12 Spesifikasi profil kotak berlubang.

Nama	Square Hollow Section DIN S355
Mass Density	7800 kg/m ³
Tensile Stress	520 MPa
FS	4
Tegangan Ijin	130 Mpa



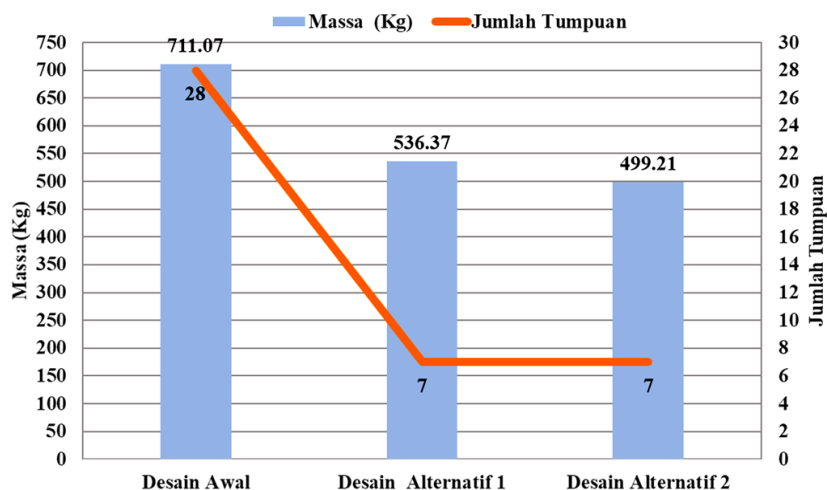
Gambar 4.28 Hasil simulasi support : (a) Full Body; (b) Detail

Langkah selanjutnya adalah simulasi untuk mengetahui tegangan maksimal yang terjadi. Hasil simulasi ditunjukkan pada Gambar 4.28. Dari Gambar 4.28 diketahui bahwa tegangan maksimal yang terjadi sebesar 83.43 MPa. Sedangkan tegangan ijin dari material sebesar 130 MPa. Maka dapat dikatakan bahwa *support* aman.

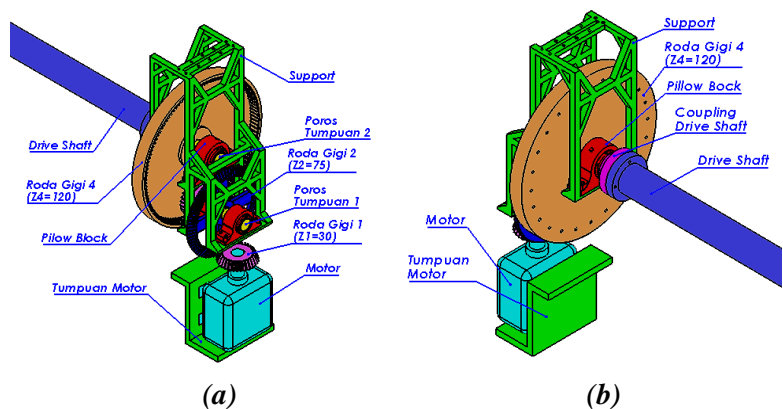
4.6 Perbandingan Desain Awal, Alternatif 1 dan Alternatif 2

Semua analisa dan perhitungan pada desain awal, desain alternatif 1, dan 2 telah dilakukan. Langkah terakhir adalah membandingkan ketiganya untuk mendapatkan desain yang optimal dan sederhana. Desain yang optimal adalah desain yang memiliki berat total roda gigi terendah. Sedangkan desain dikatakan sederhana apabila jumlah tumpuan sedikit namun masih memenuhi syarat untuk dikatakan aman. Berdasarkan Gambar 4.2 atau 4.10 dapat diketahui jumlah tumpuan untuk tiap desain. Nilai dari berat total roda gigi dan jumlah tumpuan untuk tiap desain ditunjukkan pada grafik pada Gambar 4.29.

Dari Grafik pada Gambar 4.29 diketahui bahwa desain awal memiliki total berat 711.07 Kg, desain alternatif 1 memiliki berat total 536.37 Kg, sedangkan desain alternatif 2 memiliki berat total 499.21 Kg. Untuk jumlah tumpuan dari desain awal diketahui sebanyak 28, dan untuk desain alternatif 1 dan 2 memiliki jumlah tumpuan yang sama yaitu 7. Jadi, dapat disimpulkan bahwa desain alternatif 2 adalah desain yang optimal dan ringan, karena memiliki total berat roda gigi terendah dan memiliki jumlah tumpuan yang sedikit. Desain optimal ditunjukkan pada Gambar 4.30.



Gambar 4.29 Nilai berat total roda gigi dan jumlah tumpuan tiap desain.



Gambar 4.30 Desain optimal dari pandangan:
(a) Depan; (b) Belakang

BAB V

KESIMPULAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil perhitungan, simulasi, dan analisa yang sudah dilakukan, didapatkan kesimpulan sebagai berikut :

1. Terdapat 2 alternatif desain, yaitu :
 - a. Pada desain alternatif 1, roda gigi 1, 2, dan 3 menggunakan *spur gear*, roda gigi 4 menggunakan *internal gear* agar tidak terlalu banyak memakan tempat. Penggantian jenis roda gigi 4 menyebabkan desain tumpuan harus dirubah, sehingga proses desain ulang harus dilakukan. Ada beberapa tumpuan yang digunakan yaitu : poros tumpuan 1 dan 2; 4 buah *pillow block*; dan *support*. Gambar unit sistem penggerak yang menggunakan desain alternatif 1 ditunjukkan pada gambar 3.5. Untuk gambar detail, dapat dilihat ada gambar 3.6. Pada gambar 3.6, ada beberapa bagian dalam yang masih belum bisa dilihat. Detail bagian dalam dapat dilihat pada gambar 3.7.
 - b. Perbedaan antara desain alternatif 1 dengan 2 adalah pada roda gigi 1 dan 2. Roda gigi 1 dan 2 pada desain alternatif 2 menggunakan *bevel gear* dengan parameter yang sama dengan *spur gear* pada desain alternatif 1. Tumpuan yang digunakan pada desain alternatif 2 juga sama dengan desain alternatif 1, yaitu : poros tumpuan 1 dan 2; 4 buah *pillow block*; dan *support*. Unit sistem penggerak yang menggunakan desain alternatif 2 dapat dilihat pada gambar 3.8, sedangkan gambar detailnya dapat dilihat pada gambar 3.9. Dari gambar 3.9, detail bagian dalam sistem penggerak masih belum bisa dilihat. Karena detail bagian dalam desain alternatif 2 sama dengan desain alternatif 1, maka detail bagian dalam dapat dilihat pada gambar 3.7.
2. Berdasarkan hasil optimasi tebal roda gigi dari desain alternatif yang sudah dilakukan didapatkan :
 - a. Tebal optimal roda gigi untuk desain alternatif 1 adalah 75 mm dengan tegangan maksimal yang terjadi adalah 489.13 MPa,

- yang masih tidak lebih besar dari tegangan ijin dari material DIN S35S20 (Baja ST60) yaitu 505.41 MPa.
- b. Tebal optimal roda gigi untuk desain alternatif 2 adalah 75 mm dengan tegangan maksimal yang terjadi adalah 489.13 MPa, yang masih tidak lebih besar dari tegangan ijin dari material DIN S35S20 (Baja ST60) yaitu 505.41 MPa
3. Berdasarkan perhitungan dan analisa tumpuan yang dilakukan didapatkan :
- a. Dimensi aman poros tumpuan 1 adalah 110 mm, dan material yang digunakan adalah DIN S35S20 (Baja ST60)
 - b. Dimensi aman poros tumpuan 2 adalah 150 mm, dan material yang digunakan adalah DIN S35S20 (Baja ST60)
 - c. *Bearing* yang digunakan adalah *bearing* jenis *pillow block* merk Baldor tipe E dengan nomor 023633 untuk poros tumpuan 1, dan nomor 023638 untuk poros tumpuan 2.
 - d. Support dinyatakan aman dengan menggunakan profil *Square Hollow Section* DIN S355 berukuran 50x50x4. Tegangan maksimal yang terjadi dari hasil simulasi adalah 83.43 MPa, yang masih tidak lebih besar dari tegangan ijin material yaitu 130 MPa.
4. Dari hasil perbandingan dari semua desain, desain alternatif 2 merupakan desain yang optimal karena memiliki total berat roda gigi terendah yaitu sebesar 499.21 Kg dan jumlah tumpuan paling sedikit yaitu sebanyak 7 buah tumpuan.

5.2 Saran

Hasil desain dan perencanaan ini masih jauh dari sempurna, untuk itu perlu dikaji dan dianalisa lagi pada kesempatan yang akan datang. Untuk itu peneliti memiliki saran yang ditujukan kepada pembaca agar desain menjadi lebih baik lagi. Beberapa saran tersebut antara lain :

1. Pada penelitian ini, kekuatan *drive shaft* tidak diperhitungkan meskipun posisinya dirubah. Maka pada penelitian selanjutnya perlu dipertimbangkan.

2. Roda gigi pada *gearbox* masih bisa dioptimalkan lagi dengan cara mengubah nilai modul, sehingga terjadi perubahan pada rasio transmisi dan diameter *pitch* yang bisa lebih menghemat tempat. Tapi rasio *input* dengan *output gearbox* harus tetap, yaitu 1:10.
3. Ada banyak sekali cara untuk mendesain *support*. Maka desain *support* masih bisa didesain ulang agar lebih sederhana dalam pembuatannya (dalam proses produksi).
4. Desain *gearbox* yang telah direncanakan maupun yang sudah dibuat merupakan *gearbox* dengan 2 *stage*. Dengan menggunakan *face gear* kemungkinan bisa dibuat menjadi 1 *stage*. Dengan demikian penghematan material dan tempat menjadi semakin banyak. Tapi rasio *input* dengan *output gearbox* harus tetap, yaitu 1:10.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Badan Pusat Statistik Indonesia
- [2] Parkit-kita.co.id
- [3] Mr. Prasad Pashte, Mr. Vaibhav Narkhede, Mr. Shubham Nade, Mr. Sanket More, Mr. Yogesh L. Maske, “*Design and Analysis of Rotary Automated Car Parking System*”, *International Journal for Scientific Research & Development (IJSRD)* Vol. 4, (2016), ISSN (online): 2321-0613.
- [4] Ch. Ashok Kumar, Puttapaka Nagaraju, “*Modeling and Analysis Gear Box*”, *International Journal & Magazine of Engineering, Technology, Management and Research (IJMETMR)* Vol. No. 1, (2014), ISSN No: 2348-4845
- [5] Khurmi R. S., J. K. Gupta, 2005, *Machine Design (SI Units)*, Eurasia Publishing House (PVT.) LTD., Ram Nagar, New Delhi, India
- [6] Budynas–Nisbett, 2006, *Shigley’s Mechanical Engineering Design Eighth Edition*, The McGraw–Hill Companies, United States of America
- [7] Bhavikatti, S.S., 2005, *Finite Element Analysis*, New Age International Publishers, Ansari Road, Daryaganj, New Delhi
- [8] Huang X., Y.M. Xie, 2010, *Evolutionary Topology Optimization of Continuum Structures: Methods and Applications*, John Wiley & Sons Ltd., New Delhi, India
- [9] Deutchman, Aaron D, 1975, *Machine Design : Theory and Practice*, Macmillan Publishing Co., Inc, USA

“Lembar ini sengaja dikosongkan”

LAMPIRAN A

Contoh Perhitungan dan Data Simulasi

HITUNG BEBAN

Contoh Perhitungan :

Diketahui : $v_4 = 4 \text{ m/min}$

Ditanya : $v_3 = ?$

$W_{T3} = ?$

$W_{N3} = ?$

Jawab :

$$v_3 = \frac{Z_4}{Z_3} \times v_4 = \frac{120}{30} \times 4 \frac{\text{m}}{\text{min}} = 16 \frac{\text{m}}{\text{min}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} = 0.267 \text{ m/s}$$

$$W_{T3} = \frac{P}{v} \times C_s = \frac{7500 \text{ N.m/s}}{0.267 \text{ m/s}} \times 1.8 = 50625 \text{ N}$$

$$W_{N3} = \frac{W_{T3}}{\cos 20^\circ} = \frac{50625 \text{ N}}{0.94} = 53874 \text{ N}$$

Roda Gigi Ke-	Dp	Z	v			P	Cs	W _T		cos 20	W _N
	mm		m/min	m/s	feet/min	W		N	lbf		N
1	297.5	30	40	0.667	131.234	7500	1.8	20250	4552.381	0.940	21549.600
2	747.5	75	16	0.267	52.493	7500		20250	4552.381	0.940	21549.600
3	297.5	30	16	0.267	52.493	7500	1.8	50625	11380.953	0.940	53874.000
4	1202.5	120	4	0.067	13.123	7500		50625	11380.953	0.940	53874.000

KONDISI AWAL

Hitung Tegangan

K _o	1.75	Material	Steel 450
K _s	1.00	Sat (psi)	44000
K _m	1.60	KL	1.00
K _v	0.93	KT	1.00
J	0.40	KR	1.33

C _p	2300
μ	0.28
E (Mpa)	210000.0031
k	1

Co	1.2
Cs	1
Cm	1.3
Cf	1
Cx	0.550
I	0.09

Sac	195000
CL	1
CH	1
CT	1.04
CR	1.15

HITUNG TEGANGAN												
roda gigi ke-	b		Dp	P	gt		Sad		gc		Sac	
	mm	in	in	pitch/in	psi	Mpa	psi	MPa	psi	Mpa	psi	Mpa
1	105	4.134	11.713	2.561	21144.910	145.789	58520	403.481	6216.294	42.86	215625	1486.69
2	105	4.134	29.429	2.548	21038.832	145.058	58520	403.481	3921.656	27.039	215625	1486.69
3	105	4.134	11.713	2.561	52862.274	364.473	58520	403.481	9828.824	67.768	215625	1486.69
4	105	4.134	47.343	2.535	52312.770	360.684	58520	403.481	4888.803	33.707	215625	1486.69

DESAIN ALTERNATIF 1

Hitung Tegangan

Contoh Perhitungan :

Diketahui : $D_{p3} = 297.5 \text{ mm} = 11.713 \text{ inch}$

$$b_3 = 105 \text{ mm} = 4.134 \text{ inch}$$

$$Z_3 = 30$$

$$W_{T3} = 50625 \text{ N} = 11380.953$$

lbf

Ditanya : $\sigma_{t3} = ?$; $S_{ad} = ?$; $\sigma_{c3} = ?$; $S_{ac} = ?$

Jawab :

Hitung σ_{t3}

$$P_3 = \frac{Z_3}{D_{p3}} = \frac{30 \text{ gigi}}{4.134 \text{ inch}} = 2.561 \frac{\text{gigi}}{\text{inch}}$$

$$K_v = \sqrt{\frac{78}{78 + \sqrt{v_1}}} = \sqrt{\frac{78}{78 + \sqrt{131.234}}} = 0.93$$

$$\sigma_{t3} = \frac{W_{T3} K_o P_3 K_s K_m}{K_v b_3 J} = \frac{11380.953 \times 1.25 \times 2.561 \times 1 \times 1.6}{0.93 \times 4.134 \times 0.4} = 37758.767 \frac{\text{lbf}}{\text{inch}^2}$$
$$= 260.338 \text{ MPa}$$

Hitung σ_{c3}

$$C_p = \sqrt{\frac{k}{\pi \left[\frac{(1 - \mu_p^2)}{E_p} + \frac{(1 - \mu_g^2)}{E_g} \right]}} = \sqrt{\frac{1}{\pi \left[\frac{(1 - 0.28^2)}{210000.0031} + \frac{(1 - 0.28^2)}{210000.0031} \right]}} = 190.48$$

$$C_v = \sqrt{\frac{78}{78 + \sqrt{v_1}}} = \sqrt{\frac{78}{78 + \sqrt{131.234}}} = 0.93$$

$$\sigma_{c3} = C_p \sqrt{\frac{W_{T3} C_o}{C_v} \frac{C_s}{D_{p3} b_3} \frac{C_m C_f}{I}} = 190.48 \sqrt{\frac{11380.953 \times 1.25}{0.93} \frac{1}{11.713 \times 4.134} \frac{1.1 \times 1}{0.13}}$$
$$= 9828.82 \frac{\text{lbf}}{\text{inch}^2} = 67.768 \text{ MPa}$$

Hitung S_{ad} dan S_{ac}

$$S_{ad} = \frac{S_{at} K_L}{K_T K_R} = \frac{380 \times 1}{1 \times 1.33} = 73302.08 \frac{\text{lbf}}{\text{inch}^2} = 505.41 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{c3} \leq S_{ac} \left(\frac{C_L C_H}{C_T C_R} \right)$$

$$9828.82 \frac{lbf}{inch^2} \leq 85000 \left(\frac{1 \times 1}{1 \times 1.25} \right) = 68000 \frac{lbf}{inch^2} = 468.85 MPa$$

K _Q	1.25
K _S	1.00
K _m	1.60
K _v	0.93
J	0.40

Sat (Mpa)	380
Sat (psi)	55114.3449
KL	1.00
KT	1.00
KR	1.33

C _p	190.48
μ	0.28
E (Mpa)	210000.0031
k	1

C _o	1.25
C _s	1
C _m	1.1
C _f	1
C _v	0.934
I	0.13

Sac	85000
CL	1
CH	1
CT	1
CR	1.25

roda gigi ke-	b		dp	P	gt		Sad		gc		Sac	
	mm	in	in	pitch/in	lbf/in ² (psi)	Mpa	psi	MPa	psi	Mpa	psi	Mpa
1	105	4.134	11.713	2.561	15103.507	104.135	73302.08	505.41	6216.294	42.86	68000	468.85
2	105	4.134	29.429	2.548	15027.737	103.613	73302.08	505.41	3921.656	27.039	68000	468.85
3	105	4.134	11.713	2.561	37758.767	260.338	73302.08	505.41	9828.824	67.768	68000	468.85
4	105	4.134	47.343	2.535	37366.265	257.631	73302.08	505.41	4888.803	33.707	68000	468.85

DESAIN ALTERNATIF 2

Hitung Beban

Bevel Gear													
roda gigi ke-	dp	Z	b	v			P	T	L	R _m	W _T	Cos 20	W _N
	mm		mm	m/min	m/s	put/s	W	<u>N_m</u>	mm	mm	N		N
1	297.5	30	105	40	0.6667	2.2409	7500	3346.875	402.263	93.745	35701.979	0.940	37993.252
2	747.5	75	105	16	0.2667	0.3567	7500	3346.875	402.263	93.745	35701.979	0.940	37993.252
spur gear													
roda gigi ke-	dp	Z	v		P	C _s	<u>W_t</u>	cos 20	<u>W_N</u>				
	mm		m/min	m/s	W		N		N				
3	297.5	30	16	0.267	7500	1.8	50625	0.9397	53874				
4	1202.5	120	4	0.067	7500		50625	0.9397	53874				

K _Q	1.25
K _S	1.00
K _m	1.60
K _v	0.93
J	0.40

Sat (Mpa)	380
Sat (psi)	55114.345
KL	1.00
KT	1.00
KR	1.33

μ	0.28
E (Mpa)	210000.0031
k (spur)	1
k (bevel)	1.5
C _p (Spur)	190.484
C _p (Bevel)	233.294

C _o	1.25
C _s	1
C _m	1.1
C _f	1
C _v	0.814
I	0.13

Sac	85000
CL	1
CH	1
CT	1
CR	1.25

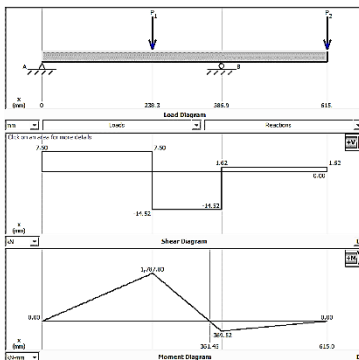
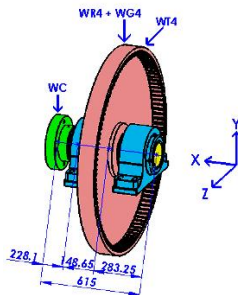
roda gigi ke-	b		dp	P	σ		Sad		σ_c		Sac	
	mm	in	in	pitch/in	lb/in ² (psi)	Mpa	psi	MPa	psi	Mpa	psi	Mpa
BEVEL GEAR												
1	105	4.134	11.713	2.561	26628.402	183.597	73302.08	505.41	10830.004	76.671	68000	468.85
2	105	4.134	29.429	2.548	26494.815	182.676	73302.08	505.41	6832.294	47.11	68000	468.85
SPUR GEAR												
3	105	4.134	11.713	2.561	37758.767	260.338	73302.08	505.41	10529.781	72.6	68000	468.85
4	105	4.134	47.343	2.535	37366.265	257.631	73302.08	505.41	5237.455	36.12	68000	468.85

HITUNG DIAMETER POROS TUMPUAN

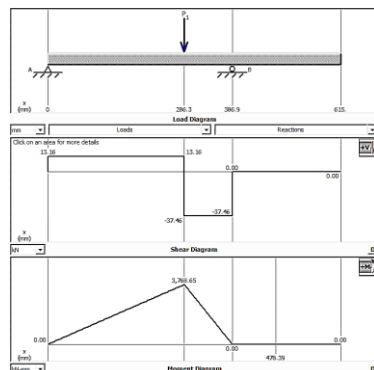
Contoh Perhitungan :

Hitung Poros Tumpuan 2

Roda Gigi Ke-	Dp	R	tebal	Wg		cos 20	Wt	Wn	Wr	WG+Wr	TORSI
	mm	mm	mm	Kg	N		N	N	N	N	N.mm
1	297.5	148.75	75	37.82	371.014	0.93969	20250	21549.59989	7370.4	7741.41	3012187.50
2	747.5	373.75	75	94.65	928.517	0.93969	20250	21549.59989	7370.4	8298.91	7568437.50
3	297.5	148.75	75	37.83	371.112	0.93969	50625	53873.99973	18426	18797.1	7530468.75
4	1202.5	601.25	75	366.07	3591.15	0.93969	50625	53873.99973	18426	22017.1	30438281.25
COUPLING	330	165		164.12	1610.02						265652.84



Bidang XY



Bidang X

Hitung momen max. di titik kritis

$$M_a = \sqrt{(M_{xy})^2 + (M_{xz})^2} = \sqrt{(1787.8)^2 + (3768.65)^2} \\ = 4171.21 \text{ kN.m} = 4171210 \text{ N.m}$$

Hitung Torsi Max.

$$T_4 = W_{T4} \cdot \left(\frac{D_p}{2}\right) = 50625 \cdot \left(\frac{1202.5}{2}\right) = 30438281 \text{ N.mm}$$

Hitung Torsi Ekvivalen

$$T_e = \sqrt{(K_m \cdot M_{max})^2 + (K_t \cdot T_{max})^2}$$

$$T_e = \sqrt{(2 \times 4171210)^2 + (2 \times 30438281)^2} = 61445517.89 \text{ N.mm}$$

Hitung tegangan ijin

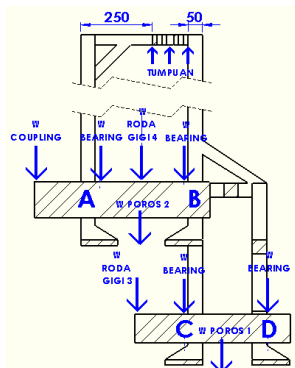
$$\tau = \frac{S_y}{FS} = \frac{380}{4} = 95 \text{ MPa}$$

Hitung diameter poros

$$T_e = \frac{\pi}{16} \cdot \tau \cdot d^3 \\ d = \sqrt[3]{\frac{T_e \cdot 16}{\pi \cdot \tau}} = \sqrt[3]{\frac{61445517.89 \times 16}{\pi \cdot 95}} = 148.82 \text{ mm} \approx 150 \text{ mm}$$

HITUNG BEBAN DI TITIK A, B, C, D

Contoh Perhitungan :



Beban	Massa
	Kg
Coupling	164.12
Bearing 1	37.37
Bearing 2	67.54
Roda Gigi 4	366.07
Poros Tumpuan 2	58.87
Roda Gigi 3	37.83
Roda Gigi 2	94.65
Poros Tumpuan 1	33.38

Beban titik A (N)	3551.907
Beban titik B (N)	3551.907
Beban titik C (N)	1180.143
Beban titik D (N)	1180.143

Hitung Beban di titik A dan B

$$\begin{aligned}
 W_{AB} &= W_c + (2 \cdot W_{\text{bearing } 2}) + W_{G4} + W_{\text{Poros Tumpuan } 2} \\
 &= 164.12 + (2 \times 67.54) + 366.07 + 58.87 \\
 &= 724.14 \text{ Kg}
 \end{aligned}$$

$$W_{AB} = 724.14 \text{ Kg} \times 9.81 \frac{m}{s^2} = 7103.82 \text{ N}$$

$$W_A = W_B = \frac{W_{AB}}{2} = \frac{7103.82 \text{ N}}{2} = 3551.91 \text{ N}$$

DATA HASIL SIMULASI

Tabel hasil design study 1

Tebal	Tegangan yang Terjadi (Mpa)				Tegangan Ijin
mm	Roda Gigi 1	Roda Gigi 2	Roda Gigi 3	Roda Gigi 4	(Mpa)
105	142.76	146.9	356.9	361.9	505.41
100	150.14	152.84	375.34	384.89	505.41
95	157.26	161.16	388.86	400.64	505.41
90	167.22	170.85	418.04	408.48	505.41
85	173.5	183.4	431.05	433.77	505.41
80	186.06	197.81	465.15	440.73	505.41
75	196.7	206.48	489.13	465.4	505.41
70	209.22	220.69	526.41	477.51	505.41
65	243.74	234.09	581.08	516.53	505.41
60	265.72	256.77	614.29	553.17	505.41
55	286.19	284.92	665.48	586.16	505.41
50	306.51	302.97	716.28	614.65	505.41
45	349.44	337.66	808.61	671.29	505.41
40	403.07	399.13	887.68	753.48	505.41
35	461.29	450	1009.2	821.92	505.41
30	519.46	501.83	1153.2	890.13	505.41
25	664.27	644.63	1348.7	1058.05	505.41
20	871.8	851.46	1600.7	1240.65	505.41
15	1229.2	1125.24	2107	1579.65	505.41
10	1439.2	1401.09	2573	1891.35	505.41

Tabel hasil design study 2

Tebal mm	Tegangan yang Terjadi (Mpa)				Tegangan Ijin (Mpa)
	Roda Gigi 1	Roda Gigi 2	Roda Gigi 3	Roda Gigi 4	
105	181.40	178.90	356.9	361.9	505.41
100	208.83	180.83	375.34	384.89	505.41
95	212.01	187.51	388.86	400.64	505.41
90	215.81	191.34	418.04	408.48	505.41
85	218.57	197.37	431.05	433.77	505.41
80	221.68	204.65	465.15	440.73	505.41
75	242.05	215.60	489.13	465.4	505.41
70	267.50	226.70	526.41	477.51	505.41
65	281.45	236.97	581.08	516.53	505.41
60	291.78	247.74	614.29	553.17	505.41
55	322.32	259.97	665.48	586.16	505.41
50	354.26	277.95	716.28	614.65	505.41
45	396.97	297.84	808.61	671.29	505.41
40	432.77	318.42	887.68	753.48	505.41
35	512.11	349.05	1009.2	821.92	505.41
30	576.20	385.15	1153.2	890.13	505.41
25	686.15	494.09	1348.7	1058.05	505.41
20	806.00	575.17	1600.7	1240.65	505.41
15	1136.11	926.61	2107	1579.65	505.41
10	1467.51	1453.56	2573	1891.35	505.41

Berat roda gigi tiap desain

roda gigi ke-	Massa (Kg)		
	Desain Awal	Desain Alternatif 1	Desain Alternatif 2
1	58.63	37.82	28.53
2	189.24	94.65	66.78
3	58.63	37.83	37.83
4	404.57	366.07	366.07
Total	711.07	536.37	499.21

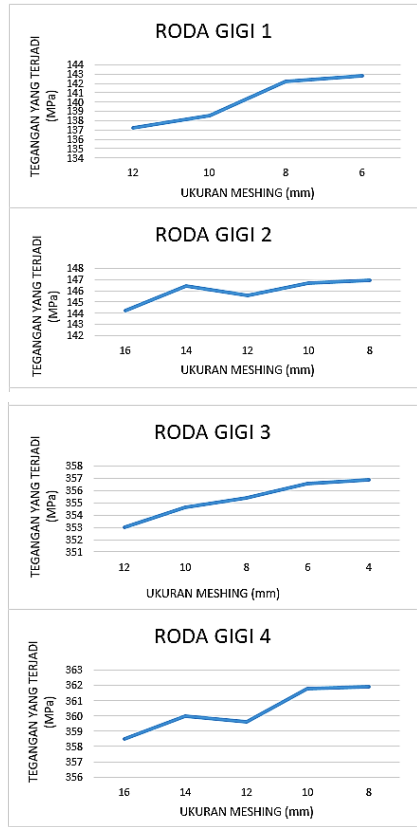
Jumlah tumpuan tiap desain

Nama Bagian	Jumlah Tumpuan		
	Desain Awal	Desain Alternatif 1	Desain Alternatif 2
Frame Tumpuan/Support	1	1	1
Plummer Block	2	4	4
Poros Tumpuan	1	2	2
Bearing	24		
Total	28	7	7

Grafik Konvergent Test

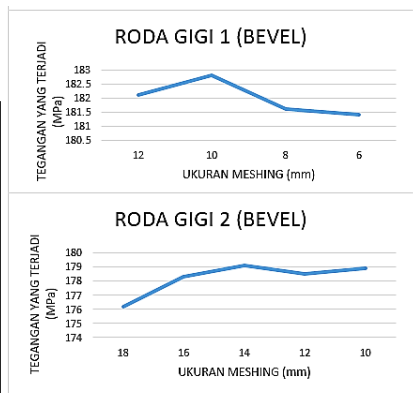
Desain alternatif 1

RODA GIGI 1		
Ukuran	Jumlah elemen	Tegangan yang terjadi
12	20761	137.2
10	28330	138.6
8	48826	142.2
6	122035	142.8
RODA GIGI 2		
Ukuran	Jumlah elemen	Tegangan yang terjadi
16	8977	144.2
14	12857	146.4
12	17043	145.6
10	24782	146.7
8	44000	146.9
RODA GIGI 3		
Ukuran	Jumlah elemen	Tegangan yang terjadi
12	20761	353
10	28330	354.6
8	48826	355.4
6	122035	356.6
4	322208	356.9
RODA GIGI 4		
Ukuran	Jumlah elemen	Tegangan yang terjadi
16	26922	358.5
14	35479	360
12	56026	359.6
10	28330	361.8
8	145559	361.9



Desain alternatif 2

RODA GIGI 1		
Ukuran	Jumlah elemen	Tegangan yang terjadi
12	20074	182.1
10	30013	182.8
8	50935	181.6
6	88285	181.4
RODA GIGI 2		
Ukuran	Jumlah elemen	Tegangan yang terjadi
18	9877	176.2
16	14537	178.3
14	19430	179.1
12	28872	178.5
10	48032	178.9

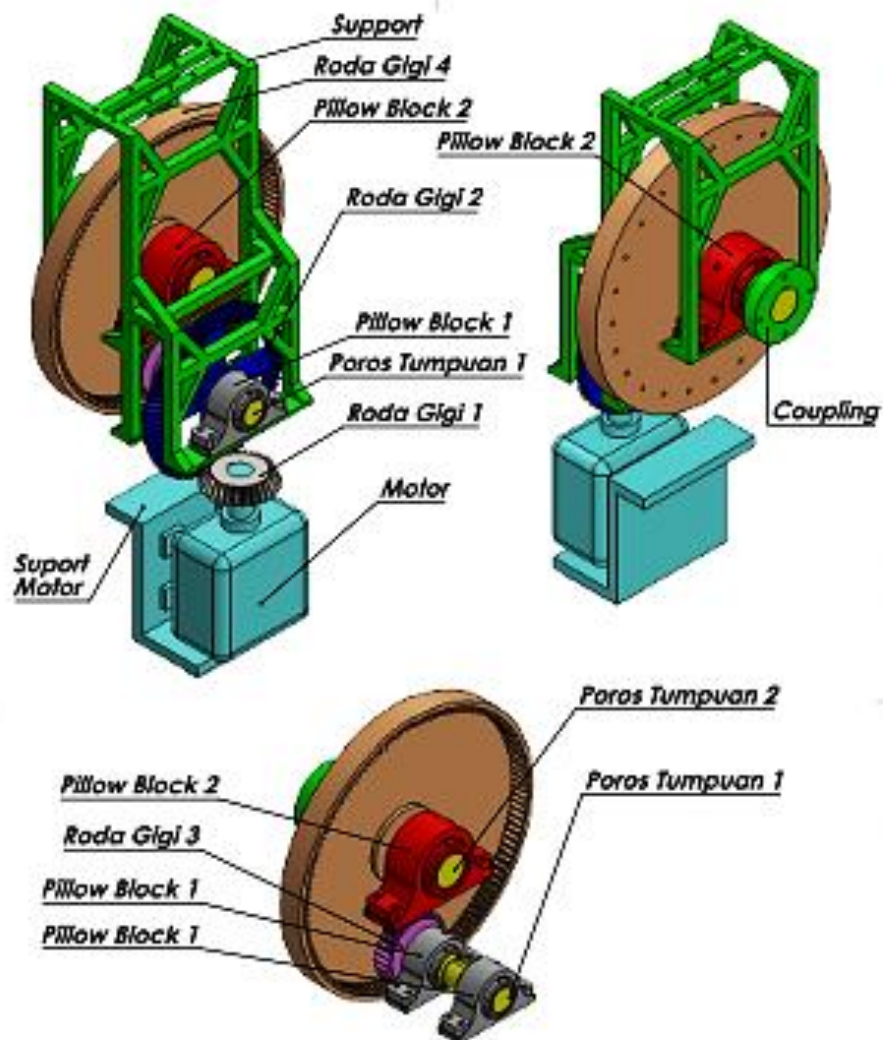


LAMPIRAN B

Draft Desain Optimal

Daftar Gambar :

- 1. *Assembly* Desain Optimal**
- 2. Roda Gigi Optimal**
- 3. Poros Tumpuan**
- 4. *Support***



DETAIL BAGIAN DALAM

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
SURFACE FINISH
TOLERANCES
UNLESS
INDICATED

FINISH

CHAMFER AND
BREAK SHARP
EDGES

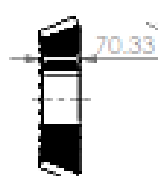
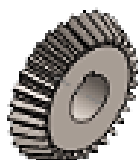
DO NOT SCALE DIMENSIONS

REVISION

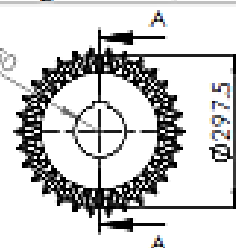
NO	REVISION	DATE	BY	CHK
1				
2				
3				
4				
5				
6				
7				
8				
9				
10				

TITLE	DATE	SCALE	SHEET
ASSEMBLY DESIGN OPTIMAL		SCALE 1:100	SHEET 1 OF 4

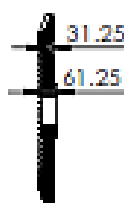
A4



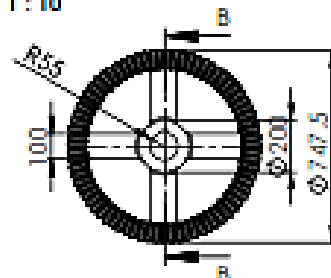
SECTION A-A



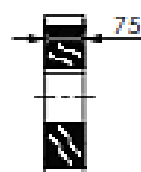
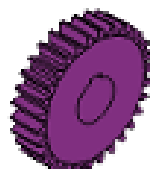
RODA GIGI 1, SKALA 1 : 10



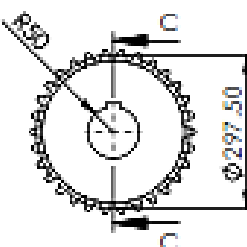
SECTION B-B



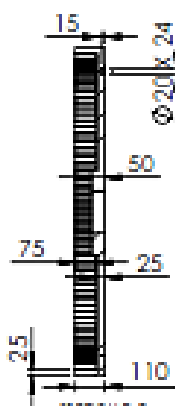
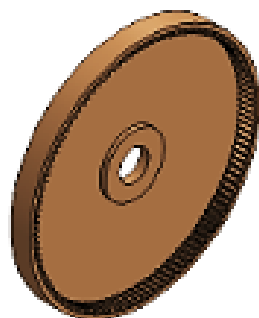
RODA GIGI 2, SKALA 1 : 20



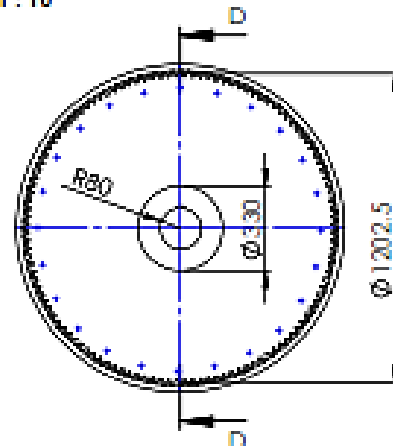
SECTION C-C



RODA GIGI 3, SCALE 1 : 10

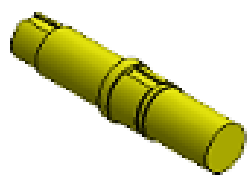


SECTION D-D

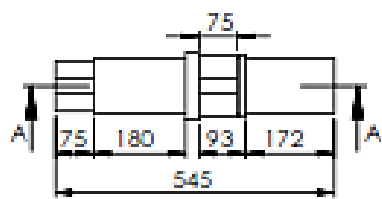


RODA GIGI 4, SCALE 1 : 20

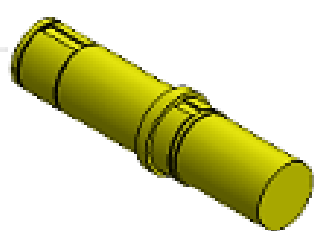
DESIGN	NAME	SIGNATURE	DATE	MATERIAL	TITLE	A4
CHECK				DIN 35520	RODA GIGI OPTIMAL	
APPROVE				REVISION	SCALE	SHEET 2 OF 6
D.A.						



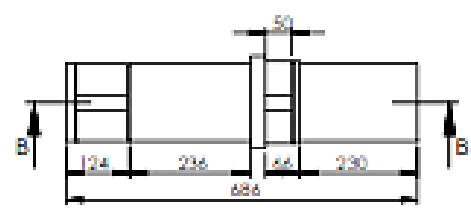
SECTION A-A



POROS TUMPUAN 1

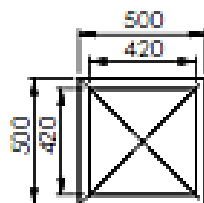
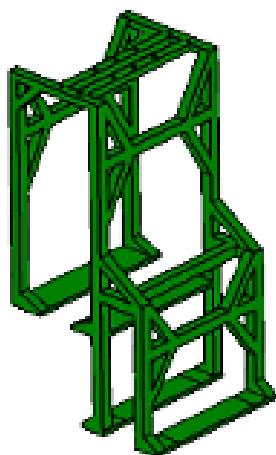


SECTION B-B

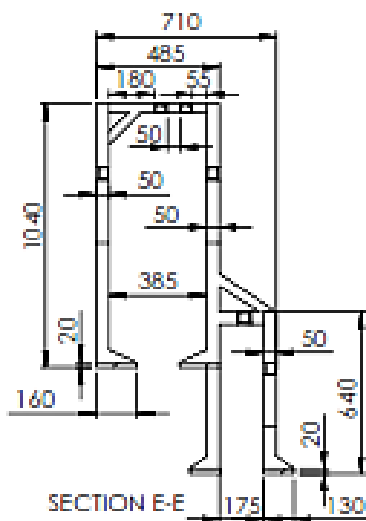
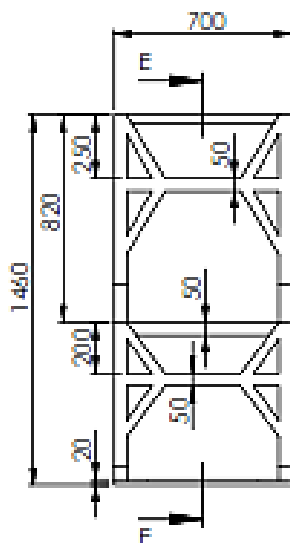


POROS TUMPUAN 2

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOUGHNESS: UNLESS INDICATED				FROM:				CHECKER AND BREAK (IN APP ECODE)				DO NOT SCALE DRAWING				REVISION			
NAME				SIGNATURE				DATE				TITLE				POROS TUMPUAN			
DRAWN				CHECKED				APPROVED				MATERIAL:				DWG. NO.			
Q. R.				MATERIAL:				DWG. NO.				A4							
WEIGHT:				DIN 35520				SCALE 1:1				SHEET 3 OF 4							



**DIMENSI PROFIL
SQUARE HOLLOW SECTION
50X50X4**



SECTION E-E

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
SURFACE FINISH:
TOLERANCES:
LENGTH
ANGULAR

FINISH

CORNER AND
BREAK SHARP
EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

NO.	NAME	SIGNATURE	DATE		
DESIGN					
CHECK					
APPROVE					
WRO					
DIA					

MATERIAL

DIN S355

REMARK

TITLE

SUPPORT

DWG NO.

A4

SCALE 1:20

SHEET 4 OF 6

BIODATA PENULIS



Aang Ferianto merupakan nama lengkap dari penulis tugas akhir ini. Penulis yang terlahir di Malang pada 25 Nopember 1992 ini merupakan anak Kedua dari pasangan Bapak Sunjoto dan Ibu Nunuk Suciani. Penulis memulai pendidikan formal di TK Parangargo kemudian melanjutkan ke SD Negeri Parangargo 2. Setelah lulus tahun 2005 penulis melanjutkan ke SMP Negeri 1 Wagir dan kemudian melanjutkan ke SMK Negeri 1 Singosari pada tahun 2008. Setelah menyelesaikan studi tingkat menengah atas, penulis menempuh pendidikan di Jurusan D3 Teknik Mesin Politeknik Negeri Malang pada tahun 2011 dan lulus pada tahun 2014. Setelah lulus dari bangku perkuliahan penulis berkerja di sebuah perusahaan yang bergerak pada bidang Karoseri sebagai *drafter* selama 6 bulan. Pada tahun 2015, penulis tergerak untuk melanjutkan studi S1 Teknik Mesin di Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Selama menuntut ilmu D3 maupun S1, penulis aktif mengikuti kegiatan perkuliahan. Karena ketertarikan terhadap mekanika dan fenomena yang terjadi pada benda padat, penulis mendedikasikan tugas akhir pada bidang tersebut dengan topik penelitian yang diambil berupa redesain *gearbox rotary parkir*.